

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

1/7/1

DIALOG(R)File 351:Derwent WPI

(c) 2001 Derwent Info Ltd. All rts. reserv.

010255103 **Image available**

WPI Acc No: 1995-156358/199521

Automobile dual-circuit hydraulic braking system - has auxiliary
braking

cylinder used as pressure converter acting on front wheel braking
circuit

to ensure stable braking

Patent Assignee: MERCEDES-BENZ AG (DAIM)

Inventor: RESCH R

Number of Countries: 005 Number of Patents: 006

Patent Family:

Patent No	Kind	Date	Applicat No	Kind	Date	Week
DE 4415613	C1	19950427	DE 4415613	A	19940504	199521
B						
GB 2289098	A	19951108	GB 958701	A	19950428	199548
FR 2719536	A1	19951110	FR 955220	A	19950502	199550
JP 7304436	A	19951121	JP 95131186	A	19950502	199604
US 5496099	A	19960305	US 95434805	A	19950504	199615
GB 2289098	B	19970709	GB 958701	A	19950428	199730

Priority Applications (No Type Date): DE 4415613 A 19940504

Patent Details:

Patent No	Kind	Lan	Pg	Main IPC	Filing Notes
DE 4415613	C1	17		B60T-008/60	
GB 2289098	A	46		B60T-008/48	
JP 7304436	A	18		B60T-008/48	
US 5496099	A	16		B60T-008/26	
FR 2719536	A1			B60T-008/26	
GB 2289098	B			B60T-008/48	

Abstract (Basic): DE 4415613 C

The braking system has anti-locking braking regulation using a

feedback principle and dynamic stability regulation for maintaining the

longitudinal and transverse slip within defined limits, by selective

operation of the wheel brakes. The braking pressure is provided by a

master braking cylinder, with individual outputs for the front and rear braking circuits.

The selective operation of the brakes during dynamic stability

regulation is effected via the brake pressure regulation valves for the

anti-locking braking, the electronic braking control receiving an input

signal from a brake pedal position sensor and from a pressure sensor

monitoring the front wheel braking pressure. An auxiliary braking

cylinder (59) is coupled to an auxiliary brake pressure source and

operates as a pressure converter stacking on the front wheel braking

circuit.

ADVANTAGE - Ensures stable braking upon failure of anti-locking

braking regulation.

Dwg.1/3

Abstract (Equivalent): GB 2289098 B

An hydraulic dual-circuit brake system for a road vehicle, which is

equipped with an anti-lock system (ABS) working on the recirculation

principle and with a device for driving-dynamics control (DDC) which

works on the principle of keeping the longitudinal and the lateral slip

of the vehicle wheels within limits compatible as a whole with the

dynamic stability of the vehicle by an automatic electronically

controlled activation of one or more wheel brakes, as well as with a

device for the automatic initiation of full braking when the driver

actuates the brake pedal at a speed which is higher than a relevant

threshold value, a) the brake system having a front-axle/rear-axle

brake-circuit division and there being provided as a brake-pressure

control unit a static master cylinder actuatable by means of a brake

pedal via a brake booster and having pressure outlets assigned individually to the brake circuits; b) the selection of the wheel brake

or wheel brakes to be activated in the driving-dynamics control mode

taking place by the selective triggering of the brake-pressure regulating valves of the anti-lock system; c) there being provided a

pedal-position sensor which generates electrical output signals which

are characteristic of the particular instantaneous position of the

brake pedal and which can be processed by an electronic control unit,

provided for the control of the particular control mode - DDC and/or

ABS -, as desired-value information for the vehicle deceleration

desired by the driver, and d) there being provided a pressure sensor

which generates electrical output signals which are characteristic of

the instantaneous values of the brake pressure fed into the front-axle

brake circuit and which can be processed by the electronic control unit

as brake-pressure actual-value information signals, wherein: e) the

brake-pressure control unit is controllable into the brake-pressure

supply mode both by the pedal-controlled pressure loading of a drive-pressure space of its brake booster and by the valve-controlled

pressure loading of the drive-pressure space of the brake booster, the

said valve-controlled pressure loading being capable of being initiated

automatically by output signals from the electronic control unit; f)

there being provided for a supplementary or sole supply of brake pressure to the front-axle brake circuit of the brake system and an auxiliary cylinder which by valve control can be loaded with and relieved again of the outlet pressure of an auxiliary pressure source and by means of which, both during normal driver-controlled part or full braking and during automatically controlled part or full braking, brake fluid is displaceable into the front brake circuit connected to the primary pressure outlet of the brake-pressure control unit ; g) the auxiliary cylinder comprises a pressure intensifier, the maximum outlet-pressure level of which is sufficiently high for the utilisation of high adhesion coefficients in the driving-dynamics control mode; h) the brake-fluid quantity displaceable into the front-axle brake circuit by means of the auxiliary cylinder is controllable in a predetermined monotonic correlation from a comparative processing of the output signals of the pedal-position sensor with the output signals of the pressure sensor.

Dwg.1

Abstract (Equivalent): US 5496099 A

A hydraulic dual-circuit brake system for a road vehicle having an anti-lock system (ABS) operational on a recirculation principle and a device for driving-dynamics control (DDC) operational on a principle of keeping longitudinal and lateral vehicle wheel slip within limits compatible overall with dynamic stability of the road vehicle by an

automatic electronically controlled activation of at least one wheel brake, and a device for automatically initiating full braking when a vehicle driver actuates a brake pedal at a speed higher than a relevant threshold value, comprising

- (a) brake-circuit division comprising front axle and rear axle brake circuits and, a brake-pressure control unit including a static master cylinder operatively arranged to be actuatable by the brake pedal via a brake booster and having pressure outlets assigned individually to front and rear brake circuits;
- (b) brake-pressure regulating valves of the anti-lock system operable to be selectively triggered for selection of at least one wheel brake to be activated in the driving-dynamics control mode;
- (c) a pedal-position sensor configured to generate electrical output signals characteristic of an instantaneous position of the brake pedal;
- (d) an electronic control unit for processing said signals to control at least one of anti-lock mode and driving-dynamics control mode as desired-value data for vehicle deceleration desired by the vehicle driver, and
- (e) a pressure sensor operable to generate electrical output signals characteristic of instantaneous values of the brake pressure fed into the front-axle brake circuit and processable by the electronic control unit as brake-pressure actual-value information signals,

wherein

(f) the brake-pressure control unit configured to be controllable

into a brake-pressure supply mode both by pedal-controlled pressure

loading of a drive-pressure space of the associated brake booster and

by valve-controlled pressure loading of the drive-pressure space of the

brake booster, said valve-controlled pressure loading being initiatable

automatically by output signals from the electronic control unit;

(g) an auxiliary cylinder provided for one of a supplementary and

sole supply of brake pressure to the front-axle brake circuit of the

brake system so as, by way of valve control, selectively loadable with

and relieved of outlet pressure of an auxiliary pressure source and via

which, both during normal driver-controlled partial or full braking and

during automatically controlled partial or full braking, a brake

quantity fluid is displaceable into the brake circuit connected to the

primary pressure outlet of the brake-pressure control unit, the

auxiliary cylinder constituting a pressure intensifier whose maximum

outlet-pressure level is sufficiently high for utilization of high

adhesion coefficients in the driving-dynamics control mode; and

(h) the brake-fluid quantity displaceable into the front-axle brake

circuit is controllable in a predeterminable monotonic correlation from

a comparative processing of output signals of the pedal-position sensor

with output signals of the pressure sensor.

Dwg.1/3

Derwent Class: Q18; X22

International Patent Class (Main): B60T-008/26; B60T-008/48; B60T-008/60

International Patent Class (Additional): B60T-007/12; B60T-008/32; B60T-008/40

Dr. Schäfer 1525

Zur Information
Haj202



⑮ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 44 15 613 C 1

⑰ Aktenzeichen: P 44 15 613.8-21
⑱ Anmeldetag: 4. 5. 94
⑲ Offenlegungstag: —
⑳ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 27. 4. 95

⑤① Int. Cl.®:
B 60 T 8/60
B 60 T 8/26
B 60 T 8/32
B 60 T 8/40
B 60 T 8/48
B 60 T 7/12

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦③ Patentinhaber:

Mercedes-Benz Aktiengesellschaft, 70327 Stuttgart,
DE

⑦② Erfinder:

Resch, Reinhard, 70378 Stuttgart, DE

⑤⑤ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

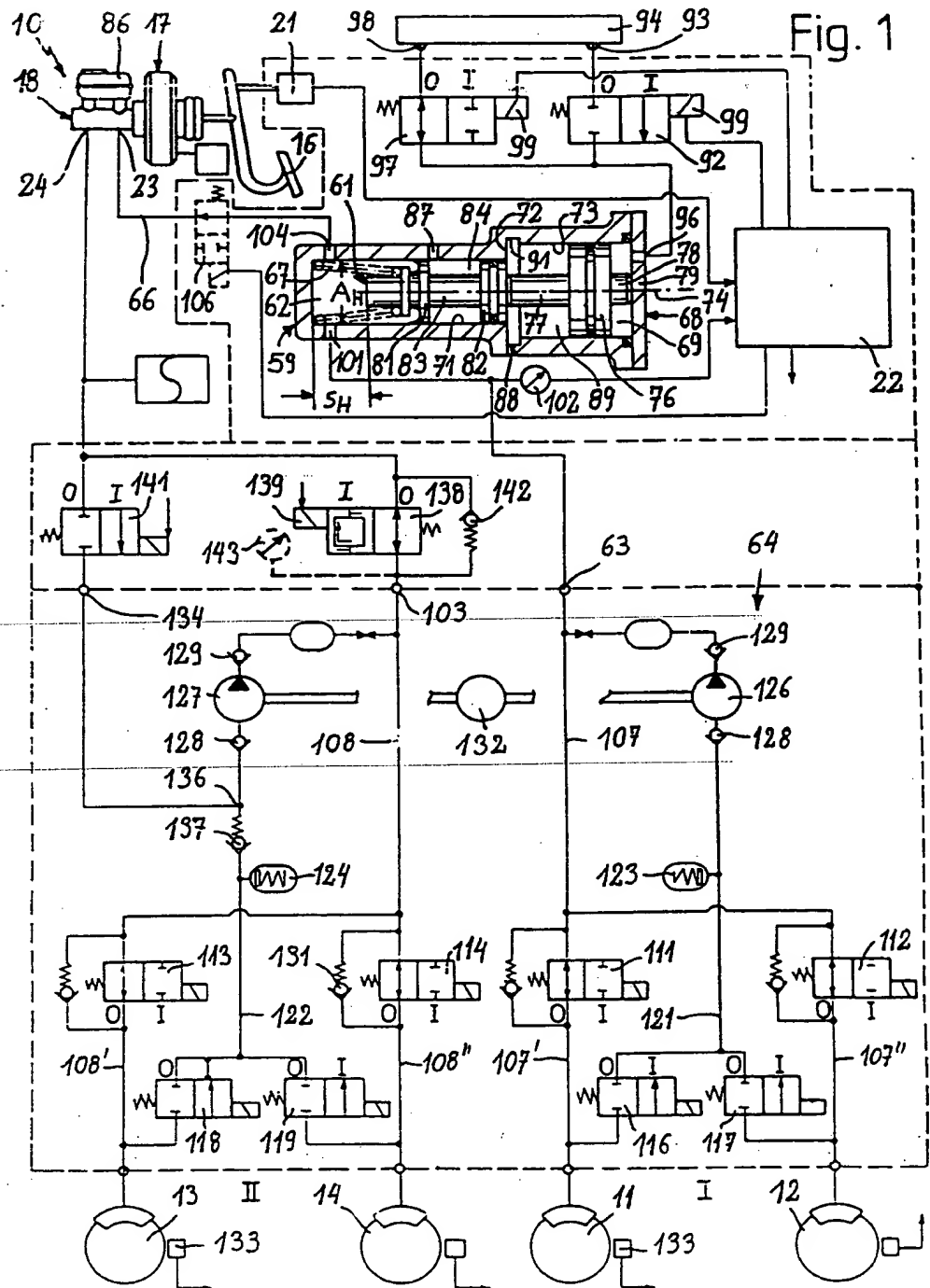
DE 43 29 139 C1
DE 43 09 408 C1

⑤④ Hydraulische Zweikreis-Bremsanlage für ein Straßenfahrzeug

⑤⑦ Bei einer hydraulischen Zweikreis-Bremsanlage für ein Straßenfahrzeug mit Vorderachs-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung, das mit einem nach dem Rückförderprinzip arbeitenden Antiblockiersystem, mit einer Einrichtung zur Fahrdynamik-Regelung sowie mit einer Einrichtung zur selbsttätigen Auslösung einer Vollbremsung ausgerüstet ist, wenn der Fahrer das Bremspedal mit einer Geschwindigkeit \dot{p} betätigt, die größer als ein diesbezüglicher Schwellenwert \dot{p}_s ist, wobei weiter ein Pedalstellungs-Sensor vorgesehen ist, sowie ein Drucksensor, der für den in den Vorderachs-Bremskreis eingekoppelten Bremsdruck charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, ist das Bremsdruck-Steuergerät sowohl durch pedalgesteuerte Druckbeaufschlagung eines Antriebsdruckraumes seines Bremskraftverstärkers als auch durch selbsttätig durch Ausgangssignale einer elektronischen Steuereinheit auslösbare, ventilsteuerte Druckbeaufschlagung des Antriebsdruckraumes des Bremskraftverstärkers in den Bremsdruck-Versorgungsbetrieb steuerbar. Zu einer ergänzenden oder ausschließlichen Bremsdruck-Versorgung des Vorderachs-Bremskreises ist ein ventilsteuert mit dem Ausgangsdruck einer Hilfsdruckquelle beaufschlagbarer und wieder entlastbarer in der Art eines Druckübersetzers ausgebildeter, Hilfszylinder vorgesehen, mittels dessen sowohl bei einer normalen als auch bei einer selbsttätig gesteuerten Bremsung Bremsflüssigkeit in den Vorderachs-Bremskreis verdrängbar ist. Diese Bremsflüssigkeitsmenge ist aus ...

DE 44 15 613 C 1

Fig. 1



Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Zweikreis-Bremsanlage für ein Straßenfahrzeug, das mit einem nach dem Rückförderprinzip arbeitenden Antiblockiersystem sowie mit einer Einrichtung zur Fahrdynamikregelung ausgerüstet ist, die nach dem Prinzip arbeitet, durch selbsttätige, elektronisch gesteuerte Aktivierung einer oder mehrerer Radbremse(n) den Längs- und den Seitenschlupf der Fahrzeugräder innerhalb mit dynamischer Stabilität des Fahrzeuges insgesamt verträglicher Grenzen zu halten und weiter mit einer Einrichtung zur selbsttätigen Auslösung einer Vollbremsung die nach dem Prinzip arbeitet, durch Ansteuerung des Bremskraftverstärkers der Bremsanlage deren Hauptzylinder mit hoher Betätigungskraft zu aktivieren, wenn der Fahrer das Bremspedal mit einer Geschwindigkeit $\dot{\phi}$ betätigt, die größer als ein Schwellenwert ϕ_s ist und mit den weiteren, im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten, gattungsbestimmenden Merkmalen.

Eine derartige Bremsanlage ist durch die DE 42 08 496 C1 bekannt.

Bei der bekannten Bremsanlage, die eine Vorderachs-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung hat, ist als Bremsdrucksteuergerät ein mittels eines pneumatischen Bremskraftverstärkers pedalgesteuert betätigbarer Tandemhauptzylinder mit den Bremskreisen einzeln zugeordneten Druckausgängen vorgesehen, wobei der Vorderachs-Bremskreis I an den Primär-Ausgangsdruckraum des Tandem-Hauptzylinders angeschlossen ist, der durch den Druckstangenkolben einseitig beweglich begrenzt ist, und der Hinterachs-Bremskreis II an den einseitig durch den Schwimmkolben des Tandem-Hauptzylinders beweglich begrenzten Sekundärausgangsdruckraum desselben angeschlossen ist. Es ist ein Pedalstellungssensor vorgesehen, der für die jeweilige Momentanposition des Bremspedals charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, aus deren Verarbeitung als Sollwert-Signale eine zur Steuerung des jeweiligen Regelungsbetriebes — Antiblockier- oder Fahrdynamik-Regelung — vorgesehene elektronische Steuereinheit auch die Notwendigkeit einer automatischen Vollbremsung erkennt und diese auslöst, wenn der Schwellenwert ϕ_s der Pedal-Betätigungsgeschwindigkeit überschritten wird. Des weiteren ist ein Drucksensor vorgesehen, dessen für den Momentanwert des bei einer normalen — vom Fahrer gesteuerten — Bremsung erzeugten Bremsdruckes charakteristische Ausgangssignale von der elektronischen Steuereinheit als Istwert-Signale empfangen und mit den Sollwert-Signalen verglichen werden, wodurch unter Ausnutzung der Bremsdruck-Regelventile des Antiblockiersystems eine sollwertgeführte Nachlaufregelung des Bremsdruckes im Sinne einer erwünschten Bremskraftverteilung möglich ist.

Die Auswahl der im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb zu aktivierenden Radbremse(n), die mit dem durch selbsttätige Aktivierung des Bremskraftverstärkers bzw. des Bremsdruck-Steuergeräts erzeugbaren Druck beaufschlagbar ist/sind, erfolgt dadurch, daß die Einlaßventile der nicht mit Bremsdruck zu beaufschlagenden Radbremsen in ihre Sperrstellung geschaltet werden und das/die Einlaßventil(e) derjenigen Radbremse(n), die im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb aktiviert werden soll(en) in der Offen-Stellung gehalten bleibt/bleiben.

In der üblichen Auslegung einer solchen Bremsanlage, die auch bei einem Ausfall des Antiblockiersystems ein dynamisch stabiles Verzögerungsverhalten des

Fahrzeuges ermöglichen soll, ist die kritische Fahrzeugverzögerung Z_{krit} , die nach der konstruktiv vorgegebenen installierten Vorderachs-/Hinterachs-Bremskraftverteilung bei einer Bremsung auf trockener griffiger Straße gleicher Kraftschluß-Ausnutzung an den Vorderrädern und den Hinterrädern entspricht, nicht ohne Mitwirkung des Fahrers bei der Entfaltung der auf den Druckstangenkolben des Tandem-Hauptzylinders wirkenden Betätigungskraft erreichbar, d. h. nicht schon im Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers, ab welchem der Bremskraftverstärker nichts mehr zu der auf den Druckstangenkolben des Tandem-Hauptzylinders wirkenden Betätigungskraft beiträgt und daher eine weitere Bremskraft-Steigerung allein durch die vom Fahrer aufzubringende Betätigungskraft möglich ist.

In praxi bedeutet dies, daß allein durch Aussteuerung des Bremskraftverstärkers nur etwa 75% derjenigen Betätigungskraft auf den Druckstangenkolben des Bremsdruck-Steuergeräts ausübbar sind, die erforderlich ist, um eine maximal nutzbare Bremskraft zu erzeugen.

Für den Fahrdynamik-Regelungsbetrieb ist dies insoweit von Nachteil, als die allein durch Aussteuerung des Bremskraftverstärkers entfaltbaren Bremskräfte relativ weit unterhalb der im normalen Bremsbetrieb entfaltbaren maximalen Bremskräfte liegen.

Dieser Nachteil ist bei einer den Gegenstand des eingetragenen, nicht vorveröffentlichten Patents DE 43 29 139 C1 bildenden, weiteren Bremsanlage der eingangs genannten Art dadurch vermieden, daß im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb die Rückförderpumpen der beiden Bremskreise als Bremsdruck-Quellen ausgenutzt werden, die in der üblichen Gestaltung als Kolbenpumpen im Prinzip sehr hohe Ausgangsdrücke zu liefern in der Lage sind.

Bei der Bremsanlage nach dem genannten Patent sind diese Ausgangsdrücke durch Druckbegrenzungsventile auf Werte begrenzt, die noch hinreichend hoch sind, daß auch im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb an den einzelnen Radbremsen die Blockiergrenze erreichbar ist und unter Ausnutzung der Antiblockier-Regelungsfunktionen eine optimale Kraftschlußausnutzung an den einzelnen gebremsten Fahrzeugrädern erreichbar ist. Hierbei wird den Rückförderpumpen mittels einer Vorladepumpe einseitig Bremsflüssigkeit auf einem mäßigen Druckniveau von etwa 15 bar zugeleitet.

Zur hydraulischen Trennung der beiden Bremskreise sind diesen je einzeln zugeordnete Vorladezylinder vorgesehen, die je einen Kolben haben, der einen Ausgangsdruckraum, welcher über ein elektrisch ansteuerbares Vorlade-Steuerventil mit dem Niederdruckanschluß der Rückförderpumpe des jeweiligen Bremskreises verbindbar ist, gegen einen Antriebsdruckraum, an den der Druckausgang der Vorladepumpe angeschlossen ist, druckdicht abgrenzt. Dieser Kolben hat zwei in axialem Abstand voneinander angeordnete Flansche, zwischen denen sich ein mit je einem der Druckausgänge des Bremsgeräts in ständig kommunizierender Verbindung gehaltener Nachlaufraum erstreckt, wobei der Kolben des jeweiligen Vorladezylinders mit einem mechanisch betätigbaren Ventil versehen ist, das auch die Funktion eines Rückschlagventils vermittelt, das einen den Nachlaufraum mit dem Ausgangsdruckraum verbindenden Durchflußkanal des Kolbens sperrt, solange der Druck im Ausgangsdruckraum des jeweiligen Vorladezylinders größer ist als in dem Nachlaufraum und diesen Durchflußpfad freigibt, wenn der in den Nachlaufraum eingekoppelte Hauptzylinder-Ausgangsdruck

größer ist als der Druck im Ausgangsdruckraum des Vorladezylinders. Zwischen den Druckausgang des jeweiligen Vorladezylinders und die Hauptbremsleitung des über diesen druckversorgten Bremskreises ist jeweils ein elektrisch ansteuerbares Umschaltventil geschaltet, das stromlos offen und im erregten Zustand, der dem Fahrdynamik-Regelungs-Betrieb (FDR-Betrieb) zugeordnet ist, sperrend ist. Die Niederdruckeingänge der beiden Rückförderpumpen sind an die Hauptbremsleitung des jeweiligen Bremskreises über je ein Rückschlagventil angeschlossen, das durch relativ höheren Druck in der Rücklaufleitung des jeweiligen Bremskreises als am Niederdruck-Eingang seiner Rückförderpumpe in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst sperrend ist. Die beiden Vorladezylinder haben einen gemeinsamen, an den Druckausgang der Vorladepumpe angeschlossenen Antriebsdruckraum, der durch Ansteuerung eines stromlos offenen Magnetventils gegen den Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter der Bremsanlage absperrbar ist.

Als ein wesentlicher Nachteil der Bremsdruck-Steuereinrichtung gemäß dem Patent DE 43 29 139 C1 muß der erhebliche technische Aufwand und Raumbedarf angesehen werden, der durch die beiden Vorladezylinder bedingt ist, zu dem die erforderliche Vorladepumpe zusätzlich beiträgt. Die Bremsanlage ist, verglichen mit einem Fahrzeug, das mit einem üblichen Antiblockier- und Antriebs-Schlupf-Regelungssystem ausgerüstet ist, das eine selbsttätige Aktivierung lediglich der Radbremsen der angetriebenen Fahrzeugräder ermöglicht, wesentlich komplizierter aufgebaut und auch entsprechend teurer. Es kommt hinzu, daß bei einer in soweit erläuterten Bremsanlage wegen der zusätzlichen Vorladezylinder auch zusätzliche Kammern vorhanden sind, aus denen Gasblasen, die sich bei hoher thermischer Belastung der Radbremsen bilden können, nur schwer entweichen können, was insbesondere dann gilt, wenn die beiden Vorladezylinder zu einer "symmetrischen" Baueinheit zusammengefaßt sind und daher die für eine einigermaßen gute Entlüftbarkeit beider Vorladezylinder günstigste Anordnung derselben allenfalls im Sinne eines bestmöglichen Kompromisses getroffen werden kann.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine Bremsanlage der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß sie, unbeschadet der Möglichkeit, sowohl im normalen Bremsbetrieb als auch im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb hohe Bremskräfte ausnutzen zu können, gleichwohl einfacher aufgebaut und auch weniger stör anfällig ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Hiernach ist das Bremsdruck-Steuergerät sowohl durch pedalgesteuerte Druckbeaufschlagung eines Antriebsdruckraumes seines Bremskraftverstärkers als auch durch selbsttätig durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit auslösbare, ventilsteuerte Druckbeaufschlagung des Antriebsdruckraumes des Bremskraftverstärkers in den Bremsdruck-Versorgungsbetrieb steuerbar, wobei lediglich der Hinterachs-Bremskreis ausschließlich mittels des Bremsdruck-Steuergeräts mit Bremsdruck versorgt wird.

Zu einer ergänzenden oder ausschließlichen Bremsdruckversorgung des Vorderachs-Bremskreises ist ein ventilsteuerter mit dem Ausgangsdruck einer am Fahrzeug ohnehin vorhandenen hydraulischen Druckquelle, z. B. der Versorgungspumpe einer Servolenkung

oder einer Niveauregulierung des Fahrzeuges beaufschlagbarer und wieder entlastbarer Hilfszylinder vorgesehen, mittels dessen sowohl bei einer normalen — vom Fahrer gesteuerten — als auch bei einer selbsttätig ausgelösten und gesteuerten Teil- oder Vollbremsung Bremsflüssigkeit in den an den Primär-Druckausgang des Bremsdruck-Steuergeräts angeschlossenen Vorderachs-Bremskreis, der die größere Volumenaufnahme hat, verdrängbar ist.

Dieser Hilfszylinder ist in der Art eines Druckübersetzers ausgebildet, dessen maximales Ausgangsdruckniveau auf die Nutzung hoher Kraftschlußbeiwerte im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb ausgelegt ist, d. h. einen Ausgangsdruck liefern kann, mit dem auch bei einer gebremsten Kurvenfahrt, bei der am kurvenäußeren Vorderrad die höchste Radlast gegeben ist, dieses bis an die Blockiergrenze gebremst werden kann, so daß die Antiblockierregelung an diesem Fahrzeugrad zum Ansprechen kommt, und es ist weiter vorgesehen, daß die mittels des Hilfszylinders in den Vorderachs-Bremskreis verdrängbare Bremsflüssigkeitsmenge durch eine vergleichende Verarbeitung der Ausgangssignale des Pedalstellungssensors mit den Ausgangssignalen des Drucksensors in vorgebar monotoner Korrelation zu den Ausgangssignalen des Pedalstellungssensors steuerbar ist; dadurch besteht die Möglichkeit, allein durch elektronisch-steuerungstechnische Maßnahmen innerhalb relativ weiter Grenzen die Pedalweg-Bremsdruckcharakteristik der Bremsanlage zu variieren, d. h. bei einer Bremsanlage mit vorgegebener mechanischer Dimensionierung des Bremsdruck-Steuergeräts und der Radbremsen eine erwünschte Pedalweg-Bremsdruck-Charakteristik vorgeben zu können.

Eine bestimmte Dimensionierung des Bremsdruck-Steuergeräts sowie des Hilfszylinders vorausgesetzt, sind mit diesen Steuerungselementen Bremsanlagen für Fahrzeuge unterschiedlichen Gewichts und/oder unterschiedlicher Leistung realisierbar, sofern gewährleistet ist, daß allein aus dem Bremsdruck-Steuergerät eine Bremsflüssigkeitsmenge in den Hinterachs-Bremskreis verdrängbar ist, die ausreichend ist, um in diesem den maximal nutzbaren Bremsdruck zu entfalten und daß das Bremsflüssigkeits-Volumen, das ausreichend ist, um im Vorderachs-Bremskreis ebenfalls die höchsten nutzbaren Bremsdrücke entfalten zu können, in Kombination mit dem Bremsdruck-Steuergerät durch den Hilfszylinder bereitgestellt werden kann.

Es kommt hinzu, daß das Bremsdruck-Steuergerät, bezogen auf den maximalen aufzubauenden Bremsdruck mit einem verhältnismäßig "kleinen" — schwach ausgelegten — Bremskraftverstärker betrieben werden kann, so daß beispielsweise in Fällen, in denen bei konventioneller Gestaltung der Bremsanlage ein pneumatischer Bremskraftverstärker in Tandem-Bauweise erforderlich wäre, mit einem einstufigen pneumatischen Bremskraftverstärker ausgekommen werden kann. Beispielsweise kann es, um innerhalb einer Baureihe von Fahrzeugen, deren Fahrzeugtypen sich lediglich durch die Ausrüstung mit Motoren verschiedener Leistung unterscheiden, jeweils dasselbe Bremsdruck-Steuergerät anwenden zu können, ausreichend sein, wenn der Hilfszylinder zwischen 30% und 70% derjenigen Bremsflüssigkeitsmenge in den Vorderachs-Bremskreis einspeisen kann, die in diesen verdrängbar sein muß, um in den Vorderradbremsen den für die Erzielung der Blockiergrenze der gebremsten Räder erforderlichen Bremsdruck erzeugen zu können.

Bei einer derartigen Auslegung der Bremsanlage ist

bei einem Ausfall des Bremskraftverstärkers, solange der Hilfszylinder funktionsfähig ist, immer noch nahezu die höchstmögliche Fahrzeugverzögerung erreichbar und bei einem Ausfall des Hilfszylinders etwa 2/3 der höchstmöglichen Bremskraft entfaltbar. Bei einem Ausfall eines der beiden Bremskreise bleibt der jeweils andere Bremskreis funktionsfähig, wobei ein Ausfall des Vorderachs-Bremskreises zu einem geringeren Leerweg des Bremspedals führt als bei einer konventionellen Bremsanlage.

Dies gilt insbesondere für die gemäß Anspruch 3 vorgesehene Auslegung des Bremsdruck-Steuergeräts und des Hilfszylinders der erfindungsgemäßen Bremsanlage, bei der, wenn der Vorderachs-Bremskreis ausfällt, nur ein geringer Leerweg des Bremspedals auftritt, bis die Bremsanlage anspricht.

Bei der durch die Merkmale des Anspruchs 4 vorgesehenen Gestaltung der Bremsanlage kann die Fahrdynamik-Regelung durch Verwendung der Hydraulikeinheit eines serienmäßigen Vier-Kanal-Antiblockiersystems realisiert werden, wobei lediglich das elektronische Steuergerät auf die zusätzliche Regelungsfunktion programmiert sein muß.

Die Realisierung der Fahrdynamik-Regelungsfunktion durch die Gestaltung der Bremsanlage gemäß den Merkmalen des Anspruchs 5, wonach im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb und auch im Antiblockier-Regelungsbetrieb, vorausgesetzt, daß das Fahrzeug einen Hinterachs-Antrieb hat, als Druckquelle für die Hinterradbremmen die Rückförderpumpe des Hinterachs-Bremskreises ausgenutzt wird, die an ihren Niederdruckeingang mit dem am Sekundärausgang des Bremsdruck-Steuergeräts bereitstellbaren Ausgangsdruck beaufschlagt wird, das insoweit als Vorladedruckquelle betrieben wird, wobei die Bremsflüssigkeitszufuhr zur Rückförderpumpe über ein Versorgungs-Steuerventil erfolgt und die Hauptbremsleitung des Hinterachs-Bremskreises mittels eines Umschaltventils gegen den Sekundär-Druckausgang des Bremsdruck-Steuergeräts abgesperrt wird, hat den Vorteil, daß der in die Hinterradbremmen einkoppelbare Bremsdruck, mit dem auch noch der am jeweiligen angetriebenen Fahrzeuggrad wirksame Ausgangsdrehmomentanteil des Fahrzeugmotors kompensiert — "weggebremst" — werden muß, erforderlichenfalls weit über den Bremsdruck hinaus gesteigert werden kann, der allein durch die automatische Aktivierung des Bremsdruck-Steuergeräts erzielbar wäre.

Für einen optimal raschen Bremsdruckaufbau in der/den zu aktivierenden Radbremse(n) des Hinterachs-Bremskreises ist es dabei von Vorteil, wenn, wie gemäß Anspruch 6 vorgesehen, zu dem Umschaltventil ein Rückschlagventil parallel geschaltet ist, das durch höheren Druck am Sekundärdruckausgang des Hauptbremszylinders als in der Hauptbremsleitung des Hinterachs-Bremskreises in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst sperrend ist, damit der jeweils höhere Druck, der am Ausgang des Hauptbremszylinders herrscht oder von der Rückförderpumpe erzeugt wird, in die Hauptbremsleitung des Hinterachs-Bremskreises eingekoppelt wird, was am Beginn des Bremsdruckaufbaus in der Regel der Ausgangsdruck des Bremsdruck-Steuergeräts sein wird. Durch ein solches Rückschlagventil wird auch erreicht, daß im Falle einer Fehlfunktion des Umschaltventils, z. B. Verharren in seiner Sperrstellung, noch gebremst werden kann.

Um eine überhöhte Druckentfaltung im Hinterachs-Bremskreis zuverlässig zu vermeiden, ist es zweckmä-

Big, wenn das Umschaltventil, das in seiner Schaltstellung die Hauptbremsleitung des Hinterachs-Bremskreises gegen den Sekundär-Druckausgang des Bremsdruck-Steuergeräts absperrt, in dieser Schaltstellung die Funktion eines Druckbegrenzungsventils vermittelt oder zu dem Umschaltventil ein Druckbegrenzungsventil parallel geschaltet ist, durch das der Hinterachs-Bremsdruck auf einen hinreichend niedrigen Wert von z. B. 170 bar begrenzt wird.

Bei dieser Gestaltung der Bremsanlage ist ein Druckabbau im Zuge einer automatisch gesteuerten Bremsung auch dadurch möglich, daß die Rückförderpumpe über das Druckbegrenzungsventil Bremsflüssigkeit in den Hauptzylinder — das Bremsdrucksteuergerät — zurückfördert, während gleichzeitig das Vorlade-Steuerventil des Hinterachs-Bremskreises, sei es aufgrund einer Fehlfunktion, sei es beabsichtigt, in seiner sperrenden Grundstellung gehalten ist. Diese Nutzung der Rückförderpumpe zur Druckabsenkung ist vorzugsweise für den Notfall gedacht, daß das Umschaltventil in seiner Sperrstellung hängengeblieben ist und das Vorlade-Steuerventil aufgrund einer Fehlfunktion in seine sperrende Grundstellung zurückfällt. Diese Fehlfunktion ist mittels der elektronischen Steuereinheit daran erkennbar, daß an mindestens einem der Hinterräder ein deutlicher Bremsenschlupf vorliegt, obwohl eine Signalkombination, die für eine regelungsbedürftige Situation charakteristisch wäre, nicht gegeben ist.

Wenn der Bremsdruck im Hinterachs-Bremskreis gleichsam unabhängig von dem in den Vorderachs-Bremskreis einkoppelbaren Druck einstellbar ist, dann ist es zweckmäßig, wenn, wie gemäß Anspruch 9 vorgesehen, ein den Druck in der Hauptbremsleitung des Hinterachs-Bremskreises überwachender Drucksensor vorgesehen ist, dessen — elektrische — Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit als Informations-Eingangssignale zugeleitet werden, die dann sowohl bei einer normalen als auch bei einer automatisch gesteuerten Bremsung zur Steuerung eines situationsgerechten zeitlichen Bremsdruck-Verlaufs ausnutzbar sind.

Eine mit dem Ausgangsdruck des Bremsdruck-Steuergeräts streng korrelierte, im Prinzip jedoch beliebig steuerbare Bremsdruckentfaltung im Vorderachs-Bremskreis, die für eine elektronisch gesteuerte Bremskraft-Verteilungs-Steuerung vorteilhaft sein kann, ist auf einfache Weise durch die Merkmale des Anspruchs 10 möglich.

Zumindest in Kombination hiermit ist es vorteilhaft, wenn die Rückförderpumpe des Hinterachs-Bremskreises als eine sogenannte selbstsaugende Pumpe ausgebildet ist, die im Falle eines Antriebs-Schlupf- oder fahrdynamischen Regelungsbedarfs eine Aktivierung mindestens einer der Hinterradbremmen des Fahrzeuges auch dann ermöglicht, wenn das Bremsdruck-Steuergerät nicht angesteuert wird.

Durch die gemäß Anspruch 12 vorgesehene Gestaltung des Hilfszylinders, die durch die Merkmale der Ansprüche 13 bis 15 in weiteren Einzelheiten spezifiziert ist, wird eine zuverlässige Medientrennung für den Fall erreicht, daß die Hilfsdruckquelle, mit deren Ausgangsdruck die Antriebsstufe des Hilfszylinders beaufschlagbar ist, mit einem Hydrauliköl betrieben wird, z. B. einem üblichen Mineralöl, das mit Bremsflüssigkeit nicht vermischt werden darf, wenn Dichtungsschäden an den Kolbendichtungen des Verdrängerkolbens und/oder des Antriebskolbens des Hilfszylinders zuverlässig vermieden werden sollen.

Die gemäß Anspruch 16 vorgesehene Gestaltung der

Antriebskolbenstufe und der Verdrängerkolbenstufe des Hilfszylinders als separate Kolbenelemente hat den Vorteil, daß Fertigungstoleranzen des Gehäuses des Hilfszylinders — geringfügige Exzentrizitäten der Bohrungsstufen, in denen diese Kolbenelemente druckdicht verschiebbar sind — auf einfache Weise ausgeglichen werden können. Entsprechendes gilt sinngemäß, wenn das Gehäuse des Hilfszylinders mehrteilig ausgebildet ist und dessen Kolbenelemente in verschiedenen Gehäuseteilen angeordnet sind. Eine solche mehrteilige Bauweise des Hilfszylinders kann zweckmäßig sein, um ein Verdrängerteil des Hilfszylinders mit verschiedenen dimensionierten Antriebsteilen koppeln zu können, um auf diese Weise eine Anpassung an das jeweilige Ausgangsdruckniveau verschiedener Hilfsdruckquellen zu erzielen.

Weitere Einzelheiten der erfindungsgemäßen Bremsanlage ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Zeichnungen. Es zeigen:

Fig. 1 ein elektrohydraulisches Schaltbild eines ersten Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemäßen Zweikreis-Bremsanlage mit einem selbsttätig ventügesteuert aktivierbaren Bremsdruck-Steuergerät;

Fig. 1a Einzelheiten des Bremsdruck-Steuergeräts der Bremsanlage gemäß Fig. 1;

Fig. 2 eine Bremsdruck-/Pedalkraft-Charakteristik zur Erläuterung der Funktion der Bremsanlage gemäß Fig. 1 und

Fig. 3 ein weiteres Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Zweikreis-Bremsanlage in einer der Fig. 1 entsprechenden Darstellung.

Durch die in der Fig. 1 insgesamt mit 10 bezeichnete Zweikreis-Bremsanlage ist ein Straßenfahrzeug repräsentiert, das mit einem nach dem Rückförderprinzip arbeitenden Antiblockier-System (ABS) ausgerüstet ist sowie mit einer Einrichtung zur Fahrdynamik-Regelung (FDR), die nach dem Prinzip arbeitet, durch eine selbsttätig elektronisch gesteuerte Aktivierung einer einzelnen oder mehrerer der Radbremsen 11 bis 14 den Längs- und den Seitenschlupf der Fahrzeugräder im Betrieb des Fahrzeuges stets innerhalb mit dynamischer Stabilität des Fahrzeuges insgesamt verträglicher Werte zu halten. Die FDR vermittelt hierbei auch die Funktion einer Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR) durch selbsttätige Aktivierung einer oder beider Radbremsen 13 und/oder 14 des Fahrzeuges, wobei vorausgesetzt ist, daß dieses einen Hinterachs-Antrieb hat. Des weiteren ist vorausgesetzt, daß das Fahrzeug auch mit einer Einrichtung zur selbsttätigen Auslösung einer Vollbremsung [Brems-Assistent (BA-Funktion)] ausgerüstet ist, wobei eine derartige Vollbremsung dann ausgelöst wird, wenn der Fahrer das Bremspedal 16 des aus einem Bremskraftverstärker 17 und einem über diesen betätigbaren Tandem-Hauptzylinder 18 bestehenden Bremsdruck-Steuergeräts in der einleitenden Phase einer Bremsung mit einer Geschwindigkeit ϕ betätigt, die größer ist als ein Schwellenwert ϕ_s .

Zur Erfassung der Geschwindigkeit ϕ , mit der der Fahrer das Bremspedal 16 betätigt — "niederdrückt" — ist ein elektronischer oder elektromechanischer Pedalstellungs-Sensor 21 vorgesehen, dessen für die jeweilige Momentan-Position des Bremspedals 16 charakteristische Ausgangssignale einer elektronischen Steuereinheit 22 zugeleitet sind, die aus einer zeitlich-differenzierenden Verarbeitung der Ausgangssignale des Pedalstellungs-Sensors 21 die Geschwindigkeit ϕ "erkennt", mit der der Fahrer das Bremspedal 16 betätigt.

Zur Erläuterung dieser elektronischen Steuereinheit 22, welche auch die Steuerung von Bremsdruck-Änderungs-Phasen der Antiblockier- und der Fahrdynamik sowie der Antriebs-Schlupf-Regelung vermittelt, wird es als hinreichend angesehen, deren Funktionen zu erläutern, bei deren Kenntnis ein Fachmann der elektronischen Schaltungs- und Regelungstechnik in der Lage ist, diese elektronische Steuereinheit 22 funktionsgerecht zu realisieren.

Die Bremsanlage 10 ist in einer üblichen Vorderrachs-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung realisiert, wobei bei den beiden Bremskreisen I und II als geschlossene — statische — Bremskreise ausgebildet sind, die an je einem der beiden Druckausgänge 23 bzw. 24 des Tandem-Hauptzylinders 18, zu dessen Erläuterung ergänzend auch auf die Fig. 1a verwiesen sei, angeschlossen sind, an denen bei einer Betätigung des Bremsdruck-Steuergeräts 17, 18 der im Primär-Ausgangsdruckraum 26 bzw. im Sekundär-Ausgangsdruckraum 27 des Tandem-Hauptzylinders 18 aufgebaute Druck bereitgestellt ist.

Der Bremskraftverstärker 17 ist bei dem zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel gemäß den Fig. 1 und 1a als pneumatischer Verstärker ausgebildet, der aus einem pneumatischen Antriebszylinder 28 und einem mittels des Bremspedals 16 betätigbaren, insgesamt mit 29 bezeichneten Steuergerät besteht, durch dessen Betätigung in einem Antriebsdruckraum 31 des pneumatischen Antriebszylinders 28 ein Druck P_A einstellbar ist, der mit dem Schwenkwinkel ϕ , um den das Bremspedal 16 bei einer Betätigung um seine Schwenkachse 32 geschwenkt wird, und damit auch zu der hieraus resultierenden, im wesentlichen axialen Verschiebung S eines Pedalstößels 33, über den das Bremspedal 16 mit seiner vorgegebenen Pedalübersetzung l_p über ein Reaktions-element, z. B. eine Gummischeibe zentral an dem — großflächigen — Antriebskolben 34 des pneumatischen Antriebszylinders 28 angreift, in monotoner Relation steht, d. h. mit zunehmendem Schwenkwinkel ϕ bzw. Verschiebeweg S des Pedalstößels 33 zunimmt.

Der Kolben 34 des pneumatischen Antriebszylinders 28 bildet zusammen mit einer Rollmembrane die druckdichte, axial bewegliche Abgrenzung des Antriebsdruckraumes 31 gegenüber einer Niederdruckkammer 36 des pneumatischen Antriebszylinders 28 des Bremskraftverstärkers 17, die in ständig-kommunizierender Verbindung mit dem Ansaugstutzen des nicht dargestellten Fahrzeugmotors steht und daher im Betrieb des Fahrzeuges auf einem niedrigen Druck gehalten ist, dessen Absolutwert ca. 0,2 bar beträgt. Der Kolben 34 des Antriebszylinders 28 des Bremskraftverstärkers 17 greift über eine Druckstange 37, die sich entlang der gemeinsamen zentralen Längsachse 38 des Tandem-Hauptzylinders und des Antriebszylinders 28 des Bremskraftverstärkers 17 erstreckt, direkt an dem insgesamt mit 39 bezeichneten Primärkolben des Tandem-Hauptzylinders 18 an, so daß die auf den Primärkolben 39 bei einer Betätigung des Bremspedals 16 wirkende Kraft F_{PK} gleich der Summe der Kräfte F_P und F_K ist, die, einerseits, aus der Betätigung des Bremspedals 16 und, andererseits, aus der Druckbeaufschlagung des Antriebsdruckraumes 31 des pneumatischen Antriebszylinders 28 des Bremskraftverstärkers 17 resultieren, wobei mit F_P die aus der Betätigung des Bremspedals 16 resultierende Kraft bezeichnet ist, die durch die Beziehung

$$F_P = l_p \cdot f_p \quad (1)$$

gegeben ist, in der mit l_p die Pedalübersetzung und mit

f_p die Kraft bezeichnet ist, mit der der Fahrer das Bremspedal 16 betätigt und mit F_k die Kraft bezeichnet ist, die durch die Beziehung

$$F_k = A_k \cdot P_A \quad (2)$$

gegeben ist, in der mit A_k die wirksame Fläche der Membrane und des Antriebskolbens 34 bezeichnet ist, die mit dem in den Antriebsdruckraum 31 eingekoppelten Druck P_A ausgesetzt ist, der seinerseits mittels eines als Funktionselement des Steuerteils 29 vorgesehenen, mittels des Bremspedals 16 betätigbaren Bremsventils 41 einstellbar ist, das als Proportionalventil ausgebildet ist, so daß der Druck P_A der Betätigungskraft f_p proportional ist.

Bei dem zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel ist das Bremsventil 41 entsprechend seiner Funktion schematisch als 3/3-Wege-Ventil dargestellt, das als Grundstellung 0 eine erste Durchflußstellung hat, in der der Antriebsdruckraum 31 über das Bremsventil 41 und über einen in der Grundstellung 0 eines Betriebsart-Steuerventils 42 freigegebenen Strömungspfad 43 mit der Niederdruckkammer 36 des pneumatischen Antriebszylinders 28 bzw. dem Ansaugstutzen des Fahrzeugmotors verbunden ist, so daß auch im Antriebsdruckraum 31 des Antriebszylinders 28 derselbe — niedere — Druck herrscht wie in der Niederdruckkammer 36. Mit diesen Funktionsstellungen des Bremsventils 41 und des Betriebsart-Steuerventils 42 sind die dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 10 entsprechende Grundstellung des Primärkolbens 39 und des Sekundärkolbens 45 des Tandem-Hauptzylinders 18 sowie die minimale Volumen des Antriebsdruckraumes 31 des pneumatischen Antriebszylinders 28 entsprechende Grundstellung seines großflächigen Antriebskolbens 34 verknüpft.

Bei einer Betätigung des Bremsventils 41 gelangt dieses aus seiner Grundstellung heraus zunächst in eine Sperrstellung I, in welcher der Antriebsdruckraum 31 gegen die Niederdruckkammer 36 des pneumatischen Zylinders 28 abgesperrt ist und über diese Sperrstellung I in die Funktionsstellung II, in der über einen in dieser Funktionsstellung II freigegebenen Durchflußpfad 44 des Bremsventils 41 ein vom atmosphärischen Umgebungsdruck abgeleiteter, zwischen dem in der Niederdruckkammer 36 herrschenden Druck und dem atmosphärischen Umgebungsdruck dosiert veränderbarer Druck P_A in den Antriebsdruckraum 31 des Bremskraftverstärkers 17 einkoppelbar ist.

Das Betriebsart-Steuerventil 42 ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel als 3/2-Wege-Magnetventil ausgebildet, dessen Grundstellung 0 dem normalen, d. h. vom Fahrer gesteuerten Bremsbetrieb zugeordnet ist und dessen erregte Stellung I, in welcher die vom Betriebsart-Steuerventil 42 führende Druckmedium-Leitung 46 unter dem atmosphärischen Umgebungsdruck steht und gegen den Ansaugstutzen des Fahrzeugmotors bzw. die Niederdruckkammer 36 des Bremskraftverstärkers 17 abgesperrt ist, den selbsttätig gesteuerten Bremsphasen zugeordnet ist, die entweder ohne Mitwirkung des Fahrers ausgelöst werden oder auch einer vom Fahrer gesteuerten Bremsung überlagert sein können.

Damit im zweitgenannten Fall der einer normalen Bremsbetätigung überlagerten selbsttätig gesteuerten Druckbeaufschlagung des Antriebsdruckraumes 31 des pneumatischen Antriebszylinders 28 der Umgebungsdruck über das Betriebsart-Steuerventil 42 in den Antriebsdruckraum 31 des pneumatischen Antriebszylinders

28 eingekoppelt werden kann, ist zwischen die das Betriebsart-Steuerventil 42 mit dem Bremsventil 41 verbindende Druckmedium-Leitung 46 und den Anschlußstutzen 47 des Antriebsdruckraumes 31 ein z. B. als Flatterventil ausgebildetes Rückschlagventil 48 geschaltet, das durch relativ höheren Druck in der Druckmedium-Leitung 46 als in dem Antriebsdruckraum 31 des pneumatischen Antriebszylinders 28 in seiner Off-Stellung gesteuert ist und durch relativ höherem Druck am Anschlußstutzen 47 des Antriebsdruckraumes 31 als in der Druckmedium-Leitung 46 sperrend ist. Dieses Rückschlagventil 48 ist dahingehend ausgelegt, daß die Rückstellkraft eines den Ventilkörper des Rückschlagventils 48 in dessen Schließ-Stellung drängenden Rückstellelements sehr gering und einem "Schließ"-Druck v_n allenfalls 0,1 bar äquivalent ist.

Zur Erläuterung der Funktion des insoweit seinem Aufbau nach beschriebenen Bremsdruck-Steuergeräts 17, 18 sowie zur ergänzenden Erläuterung weiterer baulicher Einzelheiten seines Bremskraftverstärkers 17 und seines Tandem-Hauptzylinders 18 soll nunmehr auch auf das Diagramm der Fig. 2 Bezug genommen werden, in der insgesamt mit 51 eine typische Bremsdruck-/Pedalkraft-Kennlinie eines über einen pneumatischen Verstärker 17 betätigbaren Tandem-Hauptzylinders konventioneller Auslegung bezeichnet ist, die so getroffen ist, daß die aus dem Primär-Ausgangsdruckraum 26 und dem Sekundär-Ausgangsdruckraum 27 des Tandem-Hauptzylinders 18 bei dessen Betätigung verdrängbaren Bremsflüssigkeits-Volumina ausreichen, um in den Vorderradbremmen 11 und 12 sowie den Hinterradbremmen 13 und 14 die als Ordinatenwerte angegebenen Bremsdrücke erreichen zu können, die gemäß der Kennlinie 51 mit den als Abszissenwerten angegebenen Pedalkräften korreliert sind.

Durch den bei einer Vorkraft von etwa 20 N einsetzenden, steil ansteigenden Ast 52 der Bremsdruck-/Pedalkraft-Kennlinie 51 ist derjenige Betriebsbereich des Bremsdruck-Steuergeräts 17, 18 repräsentiert, in dem in Proportionalität zur Pedalkraft f_p auch der durch den Bremskraftverstärker 17 erzeugte Anteil der auf den Primärkolben 39 wirkenden Betätigungskraft anwächst, bis im Aussteuerpunkt 53 die zur Bremskraftverstärkung nutzbare Druckdifferenz der ΔP zwischen dem atmosphärischen Umgebungsdruck und dem am Ansaugstutzen des Fahrzeugmotors herrschenden, deutlich niedrigeren Druck von etwa 0,2 bar Absolutdruck erschöpft ist und daher der Druck im Antriebsdruckraum 31 des Bremskraftverstärkers 17 nicht mehr weitergesteigert werden kann. Bei dem zur Erläuterung gewählten Auslegungsbeispiel entspricht dem Aussteuerpunkt 53 ein Bremsdruck von etwa 115 bar und eine auf das Bremspedal 16 ausgeübte Pedalkraft von etwa 260 N. Wird die Pedalbetätigungskraft f_p über diesen Wert hinaus gesteigert, so folgt die Bremsdruck-Entwicklung — ab dem Aussteuerpunkt 53 der Kennlinie 51 — deren flacher ansteigender Ast 54, dessen Steigung $\Delta P/\Delta f_p$ durch die Beziehung

$$\Delta P/\Delta f_p = l_p \cdot \eta_p/A_{pr} \quad (3)$$

gegeben ist, wobei in dieser Beziehung (3) mit l_p die Pedalübersetzung bezeichnet ist, die bei dem zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel einen Wert um 4,3 hat, mit η_p der Pedal-Wirkungsgrad, der einen typischen Wert von 0,9 hat, und mit A_{pr} die wirksame Querschnittsfläche des Primärkolbens 39 des Tandem-Hauptzylinders.

Hieraus ergibt sich unmittelbar, daß, wenn das bei einer Bremsanlage mit der der Kennlinie 51 der Fig. 2 entsprechenden Auslegung des Bremsgeräts 17, 18, allein durch Umschaltung des Betriebsart-Steuerventils 42 in dessen Funktionsstellung I und die hieraus resultierende Beaufschlagung des Antriebsdruckraumes 31 des Antriebszylinders 28 des Bremskraftverstärkers 17 mit dem atmosphärischen Umgebungsdruck ein Bremsdruck von allenfalls etwa 92 bar erreichbar wäre, wie durch den Ordinatenabschnitt 56 des Diagramms der Fig. 2 veranschaulicht, der sich zwischen dem Koordinatensprung und dem Schnittpunkt 57 erstreckt, in dem die gestrichelt eingezeichnete, ordinatenseitige Verlängerung 58 des flach ansteigenden Asts 54 der Kennlinie 51 die Ordinate schneidet.

Ein derartiger, relativ niedriger Bremsdruck ist jedoch, eine übliche Auslegung der Radbremsen vorausgesetzt, die die Nutzung von Bremsdrücken bis zu 180 bar ermöglicht, für Zwecke der Fahrdynamik-Regelung nicht ausreichend, um die Fahrzeugräder in einem optimalen Schlupfbereich zu halten. In Kurvenfahrt-Situationen z. B., in denen das kurvenäußere Vorderrad aufgrund der dynamischen Radlastverlagerung hoch belastet ist, ist die Ausnutzbarkeit wesentlich höherer Bremsdrücke von z. B. 160 bar möglich und zum Zwecke einer sensiblen Regelung auch erforderlich.

Demgemäß sind bei der Bremsanlage 10 gemäß den Fig. 1 und 1a deren Tandem-Hauptzylinder 18 und der Bremskraftverstärker 17 so aufeinander abgestimmt, daß bei einer selbsttätigen Aktivierung des Bremsdruck-Steuergeräts 17, 18 durch Belüftung des Antriebsdruckraumes 31 des Bremskraftverstärkers 17 der im Primär-Ausgangsdruckraum 26 und der im Sekundär-Ausgangsdruckraum 27 des Tandem-Hauptzylinders 18 aufbaubare Druck den genannten hohen Wert von 160 bar erreicht.

Zur diesbezüglichen Abstimmung des Bremskraftverstärkers 17 und des Tandem-Hauptzylinders 18 ist letzterer, verglichen mit einem Bremsgerät, dessen Bremsdruck-Pedalkraft-Charakteristik der Kennlinie 51 des Diagramms der Fig. 2 entspricht, — unter Beibehaltung der Dimensionierung des Bremskraftverstärkers 17 eines solchen Bremsgeräts, "verkleinert", d. h. der Durchmesser des Primärkolbens 39 des Tandem-Hauptzylinders ist gegenüber dem konventionellen Bremsgerät um einen Faktor α reduziert, der durch die Beziehung

$$\alpha = (P_{\max 1} / P_{\max 2})^{1/2} \quad (4)$$

in der mit $P_{\max 1}$ der Maximalwert des Druckes bezeichnet ist, der bei konventioneller Abstimmung des Bremsgeräts bei einer selbsttätigen Aktivierung desselben erreichbar ist, und mit $P_{\max 2}$ der entsprechende Maximalwert, der bei vorgegebener, der konventionellen entsprechender Auslegung des Bremskraftverstärkers 17 in dem Hauptzylinder 18 mit reduziertem Querschnitt seines Primärkolbens 39 erreichbar ist.

Entsprechend dieser Auslegung ergibt sich für das Bremsdruck-Steuergerät 17, 18 mit gemäß der Beziehung (4) ausgelegtem Primärkolben 39 die in der Fig. 2 insgesamt mit 51' bezeichnete Kennlinie, deren steil ansteigender Ast 52' und deren weniger steil ansteigender Ast 54', der im Aussteuerpunkt 53' an den steiler ansteigenden Ast 52' anschließt, jeweils steiler verlaufen als die entsprechenden Äste 52 und 54 der Kennlinie 51 des zum Vergleich herangezogenen Bremsgeräts. Auch der bei einer normalen, vom Fahrer gesteuerten Bremsung im Aussteuerpunkt 53' des Bremskraftverstärkers 17 er-

reichbare Bremsdruck-Wert ist im Verhältnis der Drücke $P_{\max 2} / P_{\max 1}$ erhöht.

Bei dem dargestellten, zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel hat die wirksame Querschnittsfläche A_p des Primärkolbens 39 denselben Betrag wie die wirksame Querschnittsfläche A_{sk} des den Primär-Ausgangsdruckraum 26 des Tandem-Hauptzylinders 18 gegen dessen Sekundär-Ausgangsdruckraum 27 drückdicht beweglich abgrenzenden Sekundär-Kolbens 45. Der maximale Verschiebeweg $S_{sk\max}$, den der Sekundärkolben 45 im Sinne der Verdrängung von Bremsflüssigkeit aus dem Sekundär-Ausgangsdruckraum 27, an den der Hinterachs-Bremskreis 11 der Bremsanlage 10 angeschlossen ist, ausführen kann, ist hinreichend groß bemessen, daß die hierbei verdrängbare Bremsflüssigkeitsmenge ausreicht, um in den Hinterradbremse einen Bremsdruck entsprechend der insgesamt "steileren" Kennlinie 51, der Fig. 2 nutzen zu können.

In einer typischen Auslegung der Hinterradbremse für ein Straßenfahrzeug mittleren Gewichts beträgt die hierfür maximal erforderliche Volumenaufnahme des Hinterachs-Bremskreises ca. 4 cm^3 , was bei einer typischen Querschnittsfläche A_{sk} des Sekundärkolbens 45 von $2,5 \text{ cm}^2$ einem maximalen Verschiebeweg $S_{sk\max}$ des Sekundärkolbens 45 von 16 mm entspricht.

Das Bremsgerät 17, 18 ist in typischer Gestaltung so ausgelegt, daß bei einer Pedalübersetzung i_p von 4,3 ein Pedalweg von ca. 13 cm nutzbar ist, was einem maximalen Gesamthub S_{Gpr} des Primärkolbens 39, an dem das Bremspedal 16 über seinen Pedalstößel 33 und die Druckstange 37 des Verstärkerkolbens 34 "direkt" axial abgestützt ist, von etwa 30 mm entspricht.

Von diesem maximalen Gesamthub S_{Gpr} , dem ein Gesamthubvolumen von $7,5 \text{ cm}^3$ entspricht, sind jedoch nur 14 mm, die beim gewählten Erläuterungsbeispiel einem Verdrängungsvolumen von $3,5 \text{ cm}^3$ entsprechen, für einen Bremsdruckaufbau in dem an den Primär-Ausgangsdruckraum des Tandem-Hauptzylinders 18 angeschlossenen Vorderachs-Bremskreis nutzbar, da 4 cm^3 dieses Gesamt-Hubvolumens des Primärkolbens 39 für den Bremsdruck-Aufbau im Hinterachs-Bremskreis 11 gleichsam "verbraucht" werden.

Bei einer üblichen Auslegung einer Fahrzeug-Bremsanlage, bei der die Vorderradbremse 11 und 12 und die Hinterradbremse 13 und 14 auf gleichem Druckniveau beaufschlagt werden, entspricht die Bremsflüssigkeits-Volumenaufnahme der Vorderradbremse 11 und 12 — bei den höchstmöglichen Bremsdrücken um 200 bar — etwa dem 2,5fachen Wert der Volumen-Aufnahme der Hinterradbremse 13 und 14 beim gewählten Erläuterungsbeispiel somit einem Wert von ca. 10 cm^3 . Dies entspricht wiederum einem "Rest"-Bedarf von $6,5 \text{ cm}^3$, der zusätzlich zu dem mittels des Tandem-Hauptzylinders 18 in den Vorderachs-Bremskreis verdrängbaren Bremsflüssigkeits-Volumen von nur $3,5 \text{ cm}^3$ in den Vorderachs-Bremskreis I einspeisbar sein muß.

Zur diesbezüglichen Einspeisung ist ein insgesamt mit 59 bezeichneter Hilfszylinder vorgesehen, mittels dessen zusätzlich zu der aus dem Primär-Ausgangsdruckraum 26 des Hauptzylinders 18 in den Vorderachs-Bremskreis I verdrängbaren Bremsflüssigkeitsmenge Bremsflüssigkeit auf steuerbarem Druckniveau in ausreichender Menge in den Vorderachs-Bremskreis I verdrängbar ist.

Der Hilfszylinder 59 ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel in der Art eines Druckübersetzers ausgebildet, dessen axial einseitig beweglich und druckdicht durch einen insgesamt mit 61 bezeichneten Verdränger-

kolben abgegrenzter Ausgangsdruckraum 62 an den dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Versorgungsanschluß 63 der insgesamt mit 64 bezeichneten Hydraulikeinheit des Antiblockiersystems angeschlossen ist, der auch in direkter Verbindung mit dem Primär-Druckausgang 23 des Tandem-Hauptzylinders 18 steht, wobei diese Verbindung beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel durch eine den Primär-Druckausgang 23 des Hauptzylinders 18 mit dem Ausgangsdruckraum 62 des Hilfszylinders 59 verbindende Druckleitung 66 realisiert ist.

Der Verdrängerkolben 61 wird durch eine Rückstellfeder 67 in seine maximales Volumen des Ausgangsdruckraumes 62 entsprechende, durch Anschlagwirkung mit dem Gehäuse 68 des Hilfszylinders 59 markierte Grundstellung gedrängt und ist durch ventilgesteuerte Beaufschlagung eines Antriebsdruckraumes 69 mit dem Ausgangsdruck einer lediglich schematisch dargestellten hydraulischen Druckquelle 94, mit der das Fahrzeug ohnehin ausgerüstet ist, z. B. der Hydraulik-Pumpe einer Servolenkung oder der Druckversorgungspumpe einer hydraulischen Niveauregulierung im Sinne einer Verringerung des Volumens des Ausgangsdruckraumes 62 verschiebbar, wobei der maximale Hub S_H , den der Verdrängerkolben 61 ausführen kann, und dessen wirksame Querschnittsfläche A_H dahingehend aufeinander abgestimmt sind, daß das Hubvolumen $A_H \cdot S_H$ mindestens demjenigen Bremsflüssigkeitsvolumen entspricht, das zusätzlich zu dem aus dem Primär-Ausgangsdruckraum 26 des Tandem-Hauptzylinders 18 in den Vorderachs-Bremskreis I verdrängbaren Bremsflüssigkeits-Volumen in diesen verdrängt werden muß, um bei erwünschter kurzem Bremspedalweg eine maximal mögliche Fahrzeugverzögerung zu erzielen.

An die Bohrungsstufe 71 des Zylindergehäuses 68, in der der Verdrängerkolben 61 druckdicht verschiebbar geführt ist, schließt sich über eine radiale Gehäuseschulter 72 eine dem Durchmesser nach größere, zweite Bohrungsstufe 73 an, in welcher, entlang der zentralen Längsachse 74 gesehen, koaxial mit dem Verdrängerkolben 61 ein Antriebskolben 76 druckdicht verschiebbar angeordnet ist, der die axial bewegliche Begrenzung des Antriebsdruckraumes 69 des Hilfszylinders 59 bildet und über einen axialen Stößel 77 an dem Verdrängerkolben 61 axial abgestützt ist. An seiner dem Verdrängerkolben 61 abgewandten Seite ist der Antriebskolben 76 mit einem kurzen axialen Anschlagstößel 78 versehen, mit dem er in der dargestellten Grundstellung der Kolbenanordnung 61, 76 an einem die gehäusefeste axiale Begrenzung des Antriebsdruckraumes 69 bildenden Gehäusedeckel 79 des Hilfszylindergehäuses 68 abgestützt ist. In einem axialen Abstand von dem die druckdicht bewegliche axiale Begrenzung des Ausgangsdruckraumes 62 des Hilfszylinders 59 bildenden Kolbenflansch 81 des Verdrängerkolbens 61 ist dieser mit einem zweiten, innerhalb der dem Durchmesser nach kleineren Bohrungsstufe 71 angeordneten, gegenüber dieser verschiebbar abgedichteten Kolbenflansch 82 versehen, wobei diese beiden Kolbenflansche 81 und 82, die durch eine Kolbenstange 83 einstückig miteinander verbunden sind, die axialen Begrenzungen eines ringförmigen Auffangraumes 84 für Bremsflüssigkeit bilden, die aus dem Ausgangsdruckraum als dem Betrage nach zwar vernachlässigbares, in praxi jedoch nicht vermeidbarer Leckstrom in diesen Auffangraum 84 übertreten kann und über eine nicht dargestellte Rückführung zum Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 86 des Tandem-Hauptzylinders 18 hin abströmen kann.

Der axiale Abstand der beiden Kolbenflansche 81 und 82 ist geringfügig größer als der maximale Hub S_H , den der Verdrängerkolben 61 ausführen kann, und die Anordnung der Abströmöffnung 87 des Auffangraumes 84 ist so getroffen, daß sie in den möglichen Endstellungen des Verdrängerkolbens stets zwischen seinen beiden Kolbenflanschen 81 und 82 angeordnet ist. Eine entsprechende Abströmöffnung 88, ist auch in dem die radiale äußere Begrenzung eines zweiten ringförmigen Auffangraumes 89 bildenden Teil des Hilfszylindergehäuses 68 vorgesehen, der sich zwischen dem Antriebskolben 76 und der radialen Gehäuseschulter 72 erstreckt, deren axialer Abstand von dem Antriebskolben 76, gesehen in dessen Grundstellung, wiederum etwas größer ist als der maximale Kolbenhub S_H des Verdrängerkolbens 61 und des Antriebskolbens 76, wobei die Abströmöffnung 88 dieses zweiten Auffangraumes 89, in dem vom Antriebsdruckraum 69 des Hilfszylinders 59 her Druckmittel der Hilfsdruckquelle einsickern kann, von einer sich unmittelbar an die radiale Schulter 72 des Gehäuses 68 anschließenden Ringnut 91 des Zylindergehäuses 68 ausgeht und zur Umgebungsatmosphäre hin offen ist. Durch diese Gestaltung des Hilfszylinders 59 wird eine hinreichend gute Medientrennung zwischen dem mit Bremsflüssigkeit betriebenen Bremsdruck-Versorgungskreis des Hilfszylinders 59 und dem z. B. mit Mineralöl betriebenen Antriebskreis des Hilfszylinders 59 gewährleistet.

Zur Betriebssteuerung des Hilfszylinders 59 ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel ein Druckaufbau-Steuerventil 92 vorgesehen, mittels dessen der Druckausgang 93 der Hilfsdruckquelle 94 an einen Steuerdruckeingang 96 des Antriebsdruckraumes 69 des Hilfszylinders 59 anschließbar und gegen diesen wieder absperrbar ist, sowie ein Druckabbau-Steuerventil 97, mittels dessen der Steuerdruckeingang 96 mit dem drucklosen Tankanschluß 98 der Hilfsdruckquelle verbindbar, alternativ dazu gegen den Tankanschluß 98 absperrbar ist. Das Druckaufbau-Steuerventil 92 und das Druckabbau-Steuerventil 97 sind als 2/2-Wege-Magnetventile ausgebildet, die durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit 22 ansteuerbar sind, wobei die im stromlosen Zustand seines Steuermagneten 99 eingegebene Grundstellung 0 des Druckabbau-Steuerventils 97 seine Durchfluß-Stellung und die im erregten Zustand seines Steuermagneten 99 eingenommene Funktionsstellung I seine Sperrstellung ist, während das Druckaufbau-Steuerventil 92 im stromlosen Zustand seines Steuermagneten 99 sperrend ist und bei Erregung dieses Steuermagneten 99 in seine Durchflußstellung I gelangt.

An den dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Druckversorgungsanschluß 63 der ABS-Hydraulikeinheit 64, an den der Druckausgang 101 des Hilfszylinders und auch der dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordnete Druckausgang 23 des Tandem-Hauptzylinders 18 des Bremsdruck-Steuergeräts 17, 18 angeschlossen sind, ist weiter ein elektronischer oder elektromechanischer Drucksensor 102 angeschlossen, der ein für den in den Vorderachs-Bremskreis eingekoppelten Druck charakteristisches elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das als Informations-Eingabesignal der elektronischen Steuereinheit 22 zugeleitet wird.

Die insoweit ihrem Aufbau nach erläuterte Bremsanlage 10 arbeitet bei einer normalen, vom Fahrer hinsichtlich der Bremsdruck-Entwicklung gesteuerten und einer Regelung nicht unterworfenen Bremsung, bei der die Hydraulikeinheit 64 des Antiblockiersystems lediglich die Weiterleitung des an ihrem Druckversorgungs-

anschluß 63 eingekoppelten Ausgangsdruckes des am Primär-Druckausgang 23 des Tandem-Hauptzylinders 18 bzw. am Druckausgang 101 des Hilfszylinders 59 anstehenden Druckes zu den Vorderradbremzen 11 und 12, sowie die Weiterleitung des am Sekundär-Druckausgang 24 des Hauptzylinders 18 bereitgestellten Ausgangsdruckes, der an dem dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Druckversorgungsanschluß 103 der ABS-Hydraulikeinheit 64 in diese eingekoppelt wird, vermittelt am Hinterachs-Bremskreis II wie eine konventionelle Bremsanlage, bei der ein Bremsdruck-Aufbau an den Hinterradbremzen 13 und 14 ausschließlich durch Verdrängung von Bremsflüssigkeit aus dem Sekundär-Ausgangsdruckraum des Tandem-Hauptzylinders 18 des Bremsdruck-Steuergerätes 17, 18 erfolgt. An den Vorderradbremzen 11 und 12 erfolgt der Bremsdruck-Aufbau durch eine gleichzeitige Verdrängung von Bremsflüssigkeit aus dem Primär-Ausgangsdruckraum 26 des Hauptzylinders 18 und dem Ausgangsdruckraum 62 des Hilfszylinders 59, wobei dessen Mitwirkung beim Bremsdruck-Aufbau im Vorderachs-Bremskreis I im Sinne einer Nachlaufregelung erfolgt, bei der der Sollwert des Bremsdruckes durch die Betätigung des Bremspedals 16 vorgegeben wird, die Erzeugung eines für den Bremsdruck-Sollwert charakteristischen elektrischen Signals, das von der elektronischen Steuereinheit 22 verarbeitet ist, mittels des Pedalstellungs-Sensors 21 erfolgt, der Ist-Wert des im Vorderachs-Bremskreis I herrschenden Bremsdruckes mittels des Drucksensors 102 erfaßt wird und die Angleichung des Bremsdruck-Ist-Wertes an dessen Soll-Wert dadurch erzielt wird, daß die elektronische Steuereinheit 22 aus einem Vergleich der Soll-Wert-Ausgangssignale des Pedalstellungssensors 21 mit den Ist-Wert-Ausgangssignalen des Drucksensors 102 Ansteuersignale für die Bremsdruck-Aufbau- und Abbau-Steuerventile 92 und 97 erzeugt, durch die diese — abwechselnd — in ihre für eine rasche Angleichung des Bremsdruck-Ist-Wertes an dessen Soll-Wert geeigneten Funktionsstellungen I und 0 geschaltet bzw. umgeschaltet werden.

Durch die Vorgabe verschiedener Pedalstellungs-Bremsdruck-Korrelationen ist die Bremsanlage 10 auf entsprechend verschiedene Pedalweg-/Bremsdruck-Kennlinien einstellbar. Im Prinzip kann die Pedalweg-/Bremsdruck-Korrelation so gewählt werden, daß, gleiche Querschnitte des Primärkolbens 39 und des Sekundärkolbens 45 des Tandem-Hauptzylinders 18 vorausgesetzt, der zur Aussteuerung der Bremsanlage auf maximalen Bremsdruck erforderliche Hub des Primärkolbens 39 kleiner ist als derjenige des Sekundärkolbens 45.

Wenn, wie gestrichelt angedeutet, die den Primär-Druckausgang 23 des Hauptzylinders 18 mit einem Druckeingang 104 des Hilfszylinders 59 oder mit dem Druckversorgungsanschluß 63 der ABS-Hydraulikeinheit 64 direkt verbindende Druckleitung 66 mittels eines Auslaß-Steuerventils 106 absperribar ist, so kann auch hierdurch auf die Pedalweg-Bremsdruckcharakteristik Einfluß genommen werden, da ab dem Moment des Umschaltens des Auslaß-Steuerventils 106, das als 2/2-Wege-Magnetventil mit stromlos offener Grundstellung 0 und sperrender Schaltstellung I vorausgesetzt ist, der Pedalweg im wesentlichen allein noch durch die Volumenaufnahme des Hinterachs-Bremskreises II bestimmt ist.

In der sperrenden Schaltstellung I des Auslaß-Steuerventils 106 wird auch verhindert, daß Druckänderungen im Ausgangsdruckraum 62 des Hilfszylinders 59, die bei einer gepulsten Ansteuerung des Druckaufbau-Steuerventils 92 und des Druckabbau-Steuerventils 97 ebenfalls pulsierend erfolgen, zu entsprechend pulsierenden Änderungen der am Bremspedal 16 spürbaren Reaktionskräfte führen, was insbesondere bei hohen Druckanstiegs- oder -abbau-Raten als unkomfortabel empfunden werden könnte.

Das Auslaß-Steuerventil 106 ist auch zu einer Umschaltung der Bremsanlage 10 auf unterschiedliche Werte der Vorderachs-/Hinterachs-Bremskraftverteilung ausnutzbar, da nach dem Umschalten des Auslaß-Steuerventils in dessen Sperrstellung I der Vorderachs-Bremsdruck mittels des Hilfszylinders 59 gleichsam unabhängig vom Hinterachs-Bremsdruck steuerbar ist, wobei eine sehr gute Annäherung an die gleicher Kraftschlußausnutzung an den Vorder- und den Hinterrädern des Fahrzeuges entsprechende ideale Bremskraft-Verteilung erreichbar ist. Insoweit ist unter Ausnutzung des Auslaß-Steuerventils 106, das auch schon mit Beginn einer Bremsung in seine Sperrstellung I geschaltet werden kann, in Kombination mit einer zweckentsprechenden Ansteuerung des Hilfszylinders 59, auch eine elektronische Steuerung der Bremskraftverteilung im gesamten Bremsbereich (EBKV-Funktion) darstellbar.

Den insoweit erläuterten Bremsdruck-Steuerorganen ist die nach dem Rückförderprinzip arbeitende Antiblockierregelung überlagerbar, wobei eine an beiden Vorderradbremzen 11 und 12 erforderliche Bremsdruck-Abbauphase durch einen Bremsdruck-Abbaubetrieb des Hilfszylinders 59 unterstützt werden kann.

Selbsttätig gesteuerte Bremsvorgänge, die zum Zweck einer Fahrdynamik-Regelung oder zum Zweck einer Antriebs-Schlupf-Regelung erforderlich sind, können bei der Bremsanlage 10 wie folgt erzielt werden:

1. Aktivierung einer einzelnen Radbremse des Vorderachs-Bremskreises I, z. B. der linken Vorderradbremse 11

Hierzu werden die Einlaßventile 112, 113 und 114 derjenigen Radbremsen 12, 13 und 14, die nicht gebremst werden sollen, in ihre Sperrstellung I umgeschaltet, während lediglich das Einlaßventil 111, das der zu aktivierenden Radbremse 11 zugeordnet ist, in seiner — offenen — Grundstellung 0 bleibt. Der Bremsdruckaufbau erfolgt durch Umschalten des Betriebsart-Steuerventils 42 in dessen Schaltstellung I, wodurch der Bremskraftverstärker 17 des Bremsdruck-Steuergerätes 17, 18 in seinem Antriebsdruckraum 31 mit dem atmosphärischen Umgebungsdruck beaufschlagt und dadurch aktiviert wird.

Gleichzeitig hiermit oder geringfügig hiergegen verzögert werden das Druckaufbausteuerventil 92 in dessen Durchflußstellung I und das Druckabbau-Steuerventil 97 in dessen Sperrstellung I umgeschaltet, wodurch der Ausgangsdruck der Hilfsdruckquelle 94 in den Antriebsdruckraum 69 des Hilfszylinders 59 eingekoppelt wird, der dadurch in seinem Bremsdruck-Aufbaubetrieb gesteuert wird. Die zeitliche Aufbau-Rate des sich in der Hauptbremsleitung 107 des Vorderachs-Bremskreises I einstellenden Bremsdruckes, der mittels des Drucksensors 102 erfaßt wird, ist dadurch steuerbar, daß zum einen das Betriebsart-Steuerventil 42, gesteuert durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit 22, gepulst zwischen seinen Funktionsstellungen I und 0 umgeschaltet wird, sowie dadurch, daß das Druckaufbau-Steuerventil 92 gepulst zwischen seiner Durchflußstellung I und seiner sperrenden Grundstellung 0 umgeschaltet wird, sowie ergänzend auch da-

durch, daß das Druckabbau-Steuerventil 97 zwischen seiner sperrenden Schaltstellung I und seiner offenen Grundstellung 0 umgeschaltet wird. Durch diese mittels der elektronischen Steuereinheit 22 erzielbaren Ansteuerungen der genannten Ventile 22 sowie 92 und 97 ist die Bremsdruck-Aufbaurrate $dP_{V/dt}$ innerhalb eines weiten Variationsbereiches einstellbar. Die Anstiegsrate $dP_{V/dt}$ des Bremsdruckes P_V in der linken Vorderbremse 11 ist durch gepulste Ansteuerung des Einlaßventils 111 dieser Radbremse 11 steuerbar. Die Dosierung des Bremsdruckes in der Radbremse 11 ist unter Ausnutzung der Ausgangssignale der Raddrehzahlfühler 133 derart steuerbar, daß ein erwünschter Bremschlupf des gebremsten Vorderrades erzielt und für eine Bedarfszeitpanne aufrechterhalten wird. Eine diesbezügliche Bedarfssituation für eine Fahrdynamik-Regelung kann beispielsweise das Durchfahren einer Rechtskurve mit hoher Traktion sein, wobei durch den Aufbau eines Bremschlupfes an dem hochbelasteten linken Vorderrad dessen Seitenführungskraft etwas reduziert wird und dadurch eine Stabilisierung des Fahrzeuges gegen ein Übersteuern erreichbar ist.

Der Wiederabbau des Bremsdruckes im Zuge einer selbsttätig gesteuerten Bremsung erfolgt durch Druckentlastung des Antriebsdruckraumes 69 des Hilfszylinders 59 über das Druckabbau-Steuerventil 97 sowie durch Umschaltung des Betriebsart-Steuerventils 42 des Bremskraftverstärkers 17 in dessen Grundstellung 0, wobei die Bremsdruck-Abbau-Rate in Analogie zu der Einstellung einer bestimmten Bremsdruck-Aufbau-Rate wiederum durch gepulste Ansteuerung der genannten Ventile steuerbar ist.

Wenn der Sekundär-Druckausgang 23 des Tandem-Hauptzylinders 18 gegen den Ausgangsdruckraum 62 des Hilfszylinders 59 absperrbar ist, so kann, spätestens nach einer einleitenden Phase der selbsttätig gesteuerten Bremsen-Aktivierung der Hilfszylinder 59 durch Umschaltung des Auslaß-Steuerventils 106 gegen den Hauptzylinder 18 abgesperrt werden und die weitere Druckentwicklung in der Hauptbremsleitung 107 des Vorderachs-Bremskreises I allein durch Ansteuerung des Druckaufbau-Steuerventils 92 und des Druckabbau-Steuerventils 97 gesteuert werden.

Eine selbsttätige Aktivierung beider Vorderradbremse 11 und 12 mit erforderlichenfalls verschiedenen Bremsdrücken ist in völliger Analogie zur Aktivierung einer einzigen Radbremse des Vorderachs-Bremskreises I erzielbar.

2. Selbsttätige Aktivierung einer Hinterradbremse

Die Auswahl der zu aktivierenden Radbremse, z. B. der Radbremse 14 des rechten — angetriebenen — Hinterrades und die Dosierung des in diese einzukoppelnden Bremsdruckes mittels der Einlaßventile 113 und 114 erfolgt wie im Vorderachs-Bremskreis I. Als Druck P_{HA} der in die Hauptbremsleitung 108 des Hinterachs-Bremskreises II eingekoppelt wird, kann zum einen der am Sekundär-Druckausgang 24 des Tandem-Hauptzylinders 18 bereitgestellte Druck genutzt werden, der durch eine selbsttätige Ansteuerung des Bremskraftverstärkers 17 im Sekundär-Ausgangsdruckraum 27 des Tandem-Hauptzylinders 18 erzeugt wird. Dieser Druck ist bei geschlossenem Zufluß-Steuerventil 141 über das in seiner Grundstellung 0 befindliche Umschaltventil 138 in die Hauptbremsleitung 108 einkoppelbar.

Eine weitere Möglichkeit der Druckeinkopplung in die Hauptbremsleitung 108 des Hinterachs-Bremskrei-

ses II besteht darin, diese durch Ansteuerung des Umschaltventils 138 in dessen Schaltstellung I gegen den Sekundär-Druckausgang 24 des Hauptzylinders 18 abzusperren, diesen durch Ansteuerung des Betriebsart-Steuerventils 42 seines Bremskraftverstärkers 17 zu betätigen, die Rückförderpumpe 127 des Hinterachs-Bremskreises II zu aktivieren und deren Niederdrückeingang 136 über das in seine Durchflußstellung I umgeschaltete Zufluß-Steuerventil 141 die aus dem Sekundär-Ausgangsdruckraum 27 des Tandem-Hauptzylinders 18 verdrängte Bremsflüssigkeit zuzuführen, die mittels der Rückförderpumpe 127 zum Druckaufbau in der Hauptbremsleitung 108 des Hinterachs-Bremskreises II in diese verdrängt wird. In diesem Betriebsmodus, in dem die Rückförderpumpe 127 als Bremsdruck-Quelle nutzbar ist, ist der Tandem-Hauptzylinder 18 gleichsam als Vorladedruckquelle für die Bremsflüssigkeits-Versorgung der Rückförderpumpe 127 genutzt. In diesem Bremsdruck-Aufbaumodus ist in der Hauptbremsleitung 108 eine höchstmögliche Druckanstiegs-Rate $dP_{HA/dt}$ erreichbar, da, falls der am Sekundär-Druckausgang 24 des Tandem-Hauptzylinders 18 durch dessen selbsttätig gesteuerte Aktivierung bereitgestellte Ausgangsdruck rascher ansteigt als der Ausgangsdruck der Rückförderpumpe 127, der Hauptzylinder-Ausgangsdruck über ein zu dem Umschaltventil 138 parallel geschaltetes Rückschlagventil 142, das durch relativ höheren Druck am Sekundär-Druckausgang 24 als in der Hauptbremsleitung 108 in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst sperrend ist, ebenfalls in die Hauptbremsleitung 108 einkoppelbar ist.

Für den Fall, daß die Rückförderpumpe 127 als selbstsaugende Pumpe ausgebildet ist und ein zwischen dem Bremsflüssigkeits-Vorratsbehälter 86 und dem Niederdruck-Anschluß 136 der Rückförderpumpe 127 vorhandenes Gefälle für den Füllbetrieb der Pumpenkammer der Rückförderpumpe 127 ausreichend ist, ist eine selbsttätige Ansteuerung des Bremskraftverstärkers 17 des Tandem-Hauptzylinders 18 nicht erforderlich, um eine selbsttätig gesteuerte Bremsung am Hinterachs-Bremskreis II durchführen zu können. Wenn auch für den Hinterachs-Bremskreis II ein in der Fig. 1 gestrichelt eingezeichneter Drucksensor 143 vorgesehen ist, der für den Druck in der Hauptbremsleitung 108 des Hinterachs-Bremskreises II charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, die als Informations-Eingabesignale der elektronischen Steuereinheit 22 zugeführt werden, so ist es auch bei einer normalen — vom Fahrer gesteuerten Bremsung — möglich, die Rückförderpumpe 127 des Hinterachs-Bremskreises II als Bremsdruck-Quelle auszunutzen und den Bremsdruck im Hinterachs-Bremskreis II im Sinne einer Nachlauf-Regelung zu steuern, wobei die Druck-Einstellung durch Drehzahlregelung der Rückförderpumpe 127 und/oder durch gepulste Umschaltung des Zufluß-Steuerventils 141 der Bremsanlage 10 erfolgen kann, mittels dessen das Angebot an Bremsflüssigkeit einstellbar ist, die von der Rückförderpumpe 127 in die Hauptbremsleitung 108 des Hinterachs-Bremskreises II förderbar ist.

Zur Erläuterung eines weiteren Ausführungsbeispiels einer mit der Bremsanlage 10 gemäß Fig. 1 funktions-analogen Bremsanlage 10' sei nunmehr auf die diesbezüglichen Einzelheiten der Fig. 3 bezug genommen.

Soweit Elemente der Bremsanlagen 10 und 10' gemäß den Fig. 1 und 3 mit denselben Bezugszeichen belegt sind, soll dies den Hinweis auf die Bau- und Funktionsgleichheit und/oder -analogie der identisch bezeichneten

ten Funktionselemente und auch den Verweis auf deren anhand der Bremsanlage 10 gemäß Fig. 1 gegebenen Beschreibung derselben beinhalten, so daß die Erläuterung der Bremsanlage 10' gemäß Fig. 3 im wesentlichen auf deren Unterschiede gegenüber der Bremsanlage 10 gemäß Fig. 1 beschränkt werden kann.

Die Bremsanlage 10' gemäß Fig. 3 ist hinsichtlich der Gestaltung des Vorderachs-Bremskreises I und dessen Druckversorgung in derselben Weise realisiert wie die Bremsanlage 10 gemäß Fig. 1. Gegenüber diese hinsichtlich der Gestaltung und Funktion des Hinterachs-Bremskreises bestehende Unterschiede sind die folgenden:

Der Sekundär-Druckausgang 24 des Tandem-Hauptzylinders 18 ist direkt an den dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Druckversorgungsanschluß 103 der ABS-Hydraulikeinheit 64' angeschlossen, von dem die Hauptbremsleitung 108 des Hinterachs-Bremskreises II ausgeht. Des weiteren ist der Niederdruck-Anschluß 136 der Rückförderpumpe 127 des Hinterachs-Bremskreises II direkt an dessen Rücklaufleitung 122, d. h. ohne Zwischenschaltung eines Rückschlagventils, angeschlossen. Die Hydraulikeinheit 64' der Bremsanlage 10' entspricht somit derjenigen eines derzeit serienmäßigen 4-Kanal-Antiblockiersystems.

Bei einem selbsttätig gesteuerten Bremsvorgang an einer oder beiden Radbremse(n) 13 und/oder 14 des Hinterachs-Bremskreises II wird der in dessen Hauptbremsleitung 108 einkoppelbare Druck ausschließlich durch selbsttätige Aktivierung des Bremsdruck-Steuergeräts 17, 18 bereitgestellt.

Mit der Bremsanlage 10' sind mit Ausnahme einer elektronisch regelbaren Bremskraftverteilung dieselben Funktionen realisierbar wie mit der Bremsanlage 10 gemäß Fig. 1.

Patentansprüche

1. Hydraulische Zweikreis-Bremsanlage für ein Straßenfahrzeug, das mit einem nach dem Rückförderprinzip arbeitenden Antiblockiersystem (ABS) sowie mit einer Einrichtung zur Fahrdynamik-Regelung (FDR), die nach dem Prinzip arbeitet, durch selbsttätige, elektronisch gesteuerte Aktivierung einer oder mehrerer Radbremse(n) den Längs- und den Seitenschlupf der Fahrzeugräder innerhalb mit dynamischer Stabilität des Fahrzeuges insgesamt verträglicher Grenzen zu halten sowie mit einer Einrichtung zur selbsttätigen Auslösung einer Vollbremsung ausgerüstet ist, wenn der Fahrer das Bremspedal mit einer Geschwindigkeit $\dot{\phi}$ betätigt, die größer als ein Schwellenwert ϕ_s ist, wobei

a) die Bremsanlage eine Vorderachs-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung hat und als Bremsdruck-Steuergerät ein mittels eines Bremspedals über einen Bremskraftverstärker betätigbarer, statischer Hauptzylinder mit den Bremskreisen einzeln zugeordneten Druckausgängen vorgesehen ist;

b) die Auswahl der im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb zu aktivierenden Radbremse(n) durch selektive Ansteuerung der Bremsdruck-Regelventile des Antiblockiersystems erfolgt;

c) ein Pedalstellungs-Sensor vorgesehen ist, der für die jeweilige Momentanstellung des Bremspedals charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, die durch eine für die Steuerung des jeweiligen Regelungsbetrie-

bes — FDR und/oder ABS — vorgesehene elektronische Steuereinheit als Sollwert-Information für die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugverzögerung verarbeitbar sind und d) ein Drucksensor vorgesehen ist, der für die Momentanwerte des in den Vorderachs-Bremskreis eingekoppelten Bremsdruckes charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, die durch die elektronische Steuereinheit als Bremsdruck-Istwert-Informationssignale verarbeitbar sind,

gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

e) das Bremsdruck-Steuergerät (17, 18) ist sowohl durch pedalgesteuerte Druckbeaufschlagung eines Antriebsdruckraumes (31) seines Bremskraftverstärkers (17) als auch durch selbsttätig durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit (22) auslösbare, ventilgesteuerte Druckbeaufschlagung des Antriebsdruckraumes (31) des Bremskraftverstärkers (17) in den Bremsdruck-Versorgungsbetrieb steuerbar;

f) zu einer ergänzenden oder ausschließlichen Bremsdruck-Versorgung des Vorderachs-Bremskreises (I) der Bremsanlage (10) ist ein ventilgesteuerter mit dem Ausgangsdruck einer Hilfsdruckquelle (94) beaufschlagbarer und wieder entlastbarer Hilfszylinder (59) vorgesehen, mittels dessen sowohl bei einer normalen — vom Fahrer gesteuerten — als auch bei einer selbsttätig gesteuerten Teil- oder Vollbremsung Bremsflüssigkeit in den an den Primär-Druckausgang (23) des Bremsdruck-Steuergeräts (17, 18) angeschlossenen Bremskreis (I) verdrängbar ist;

g) der Hilfszylinder (59) ist in der Art eines Druckübersetzers ausgebildet, dessen maximales Ausgangsdruckniveau hinreichend hoch für die Nutzung hoher Kraftschlußbeiwerte im Fahrdynamik-Regelungsbetrieb bemessen ist; h) die mittels des Hilfszylinders (59) in den Vorderachs-Bremskreis (I) verdrängbare Bremsflüssigkeitsmenge ist aus einer vergleichenden Verarbeitung der Ausgangssignale des Pedalstellungs-Sensors (21) mit den Ausgangssignalen des Drucksensors (102) in vorgebbarer — monotoner — Korrelation steuerbar.

2. Bremsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das mittels des Hilfszylinders (59) in den Vorderachs-Bremskreis (I) verdrängbare Bremsflüssigkeitsvolumen zwischen 1/3 und 3/4 desjenigen Volumens beträgt, das bei den höchstmöglichen Kraftschlußbeiwerten in die Radbremsen verdrängt werden muß, um an den Vorderrädern deren Blockiergrenze zu erreichen.

3. Bremsanlage nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das durch Betätigung des Bremsdruck-Steuergeräts (18) aus dessen Primär-Ausgangsdruckraum verdrängbare Bremsflüssigkeitsvolumen klein gegen das mittels des Hilfszylinders (59) in den Vorderachs-Bremskreis (I) verdrängbare Bremsflüssigkeits-Volumen ist.

4. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer selbsttätig gesteuerten Aktivierung einer oder beider Radbremse(n) (13 und/oder 14) diese unmittelbar mit dem durch Ansteuerung des Bremskraftver-

stärkers (17) an dem Sekundärdruckausgang (24) des Hauptzylinders (18) bereitgestellten Ausgangsdruck beaufschlagbar sind.

5. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß

a) ein als Magnetventil ausgebildetes Umschaltventil (138) vorgesehen ist, das durch Erregung seines Steuermagneten (139) mit einem Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit (22) aus seiner stromlos offenen Grundstellung (0) in der der Sekundärdruckausgang (24) des Hauptzylinders (18) mit der Hauptbremsleitung (108) des Hinterachs-Bremskreises (II) verbunden ist, in eine sperrende Schaltstellung (I) umschaltbar ist, daß

b) ein als Magnetventil ausgebildetes Versorgungs-Steuerventil (141) vorgesehen ist, das durch Erregung seines Steuermagneten mit einem Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit (22) aus seiner stromlos sperrenden Grundstellung (0), in der der Sekundärdruckausgang (24) des Hauptzylinders (18) gegen den Niederdruck-Anschluß (136) der Rückförderpumpe (127) des Hinterachs-Bremskreises (II) abgesperrt ist, in seine den Niederdruckanschluß (136) der Rückförderpumpe (127) mit dem Sekundär-Druckausgang (24) des Hauptzylinders verbindende Schaltstellung (I) umschaltbar ist, daß

c) der Niederdruckanschluß (136) der Rückförderpumpe (127) des Hinterachs-Bremskreises (II) an dessen Rücklaufleitung (122), über die in Druck-Absenkungsphasen der Antiblockierregelung aus der/den der Regelung unterworfenen Radbremse(n) abgelassene Bremsflüssigkeit in einen Niederdruck-Speicher (124) abströmen kann, über ein Rückschlagventil (137) angeschlossen ist, das durch relativ höheren Druck in der Rücklaufleitung (122) als am Niederdruckanschluß (136) der Rückförderpumpe in Öffnungsrichtung beaufschlagt und durch relativ höheren Druck an deren Niederdruckanschluß als in der Rücklaufleitung sowie durch eine Ventiltfeder in seine Sperrstellung gedrängt ist, und daß

d) im Falle einer selbsttätigen Aktivierung einer oder beider Radbremse(n) des Hinterachs-Bremskreises (II) die Rückförderpumpe (127) als Bremsdruckquelle betreibbar ist, die ihr über das offene Versorgungs-Steuerventil (141) zugeführte Bremsflüssigkeit in die gegen den Hauptzylinder-Druckausgang (24) abgesperrte Hauptbremsleitung (122) des Hinterachs-Bremskreises (II) fördert.

6. Bremsanlage nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß zu dem Umschaltventil (138) ein Rückschlagventil (142) parallel geschaltet ist, das durch relativ höheren Druck am Sekundär-Druckausgang (24) des Hauptzylinders (18) als in der Hauptbremsleitung (108) des Hinterachs-Bremskreises (II) in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst sperrend ist.

7. Bremsanlage nach Anspruch 5 oder Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (138) in seiner Schaltstellung (I) die Funktion eines Druckbegrenzungsventils vermittelt.

8. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß bei geschlossenem

Versorgungs-Steuerventil (141) eine Druckabsenkungsphase einer am Hinterachs-Bremskreis (II) selbsttätig gesteuert ablaufenden Bremsung durch Rückförderung von Bremsflüssigkeit mittels der Rückförderpumpe (127) über das in die Druckbegrenzungsstellung (I) geschaltete Umschaltventil (138) erfolgt.

9. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß ein dem Hinterachs-Bremskreis (II) zugeordneter elektronischer oder elektromechanischer Drucksensor (143) vorgesehen ist, der für den in der Hauptbremsleitung (108) des Hinterachs-Bremskreises (II) herrschenden Druck charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, die der elektronischen Steuereinheit (22) als Druck-Istwert-Informationssignale zugeleitet sind.

10. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein als Magnetventil ausgebildetes Auslaß-Steuerventil (106) vorgesehen ist, das aus einer den Primär-Druckausgang (23) des Hauptzylinders (18) mit dem Druckversorgungsanschluß (63) der Hauptbremsleitung (107) des Vorderachs-Bremskreises (I) verbindenden Grundstellung (0) in eine Sperrstellung (I) umschaltbar ist.

11. Bremsanlage nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Rückförderpumpe (127) des Hinterachs-Bremskreises (II) als selbstsaugende Pumpe ausgebildet ist.

12. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Hilfszylinder (59) als Stufenzylinder ausgebildet ist, zwischen dessen den Antriebsdruckraum (69) druckdicht beweglich begrenzender Antriebs-Kolbenstufe (76) und dessen den Ausgangsdruckraum (62) beweglich begrenzender Verdränger-Kolbenstufe (61) ein vorzugsweise druckloser und/oder belüftbarer Medientrennraum (89) vorhanden ist.

13. Bremsanlage nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß durch in axialem Abstand voneinander angeordnete Kolbenflansche (81, 82) des Verdränger-Kolbens (61) ein drucklos gehaltener Auffangraum (84) für Bremsflüssigkeit begrenzt ist, der zwischen dem Ausgangsdruckraum (62) und dem Medientrennraum (89) des Hilfszylinders (59) angeordnet ist.

14. Bremsanlage nach Anspruch 12 oder Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der mit Bremsflüssigkeit benetzbare Schleppbereich der Verdrängerkolbenstufe (61) und der mit dem Druckmedium der Hilfsdruckquelle (94) benetzbare Schleppbereich der Antriebskolbenstufe (76) durch mindestens eine radiale Gehäuseschulter (72) gegeneinander abgesetzt sind, die allenfalls von einer der beiden Kolbenstufen überfahrbar ist, und daß der Schleppbereich der anderen Kolbenstufe in einem Abstand von dieser radialen Gehäuseschulter (72) endet.

15. Bremsanlage nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Schleppbereiche der Verdrängerkolbenstufe (61) und der Antriebskolbenstufe (76) durch eine Ringnut (91) des Gehäuses (68) des Hilfszylinders (59) gegeneinander abgesetzt sind.

16. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 12 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdrängerkolbenstufe (61) und die Antriebs-Kolbenstufe (76)

des Hilfszylinders (59) als separate Kolbenelemente ausgebildet sind, die über mindestens einen stößelförmigen Kolbenfortsatz (77) der Antriebskolbenstufe (76) und/oder der Verdrängerkolbenstufe axial aneinander abgestützt sind.

5

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

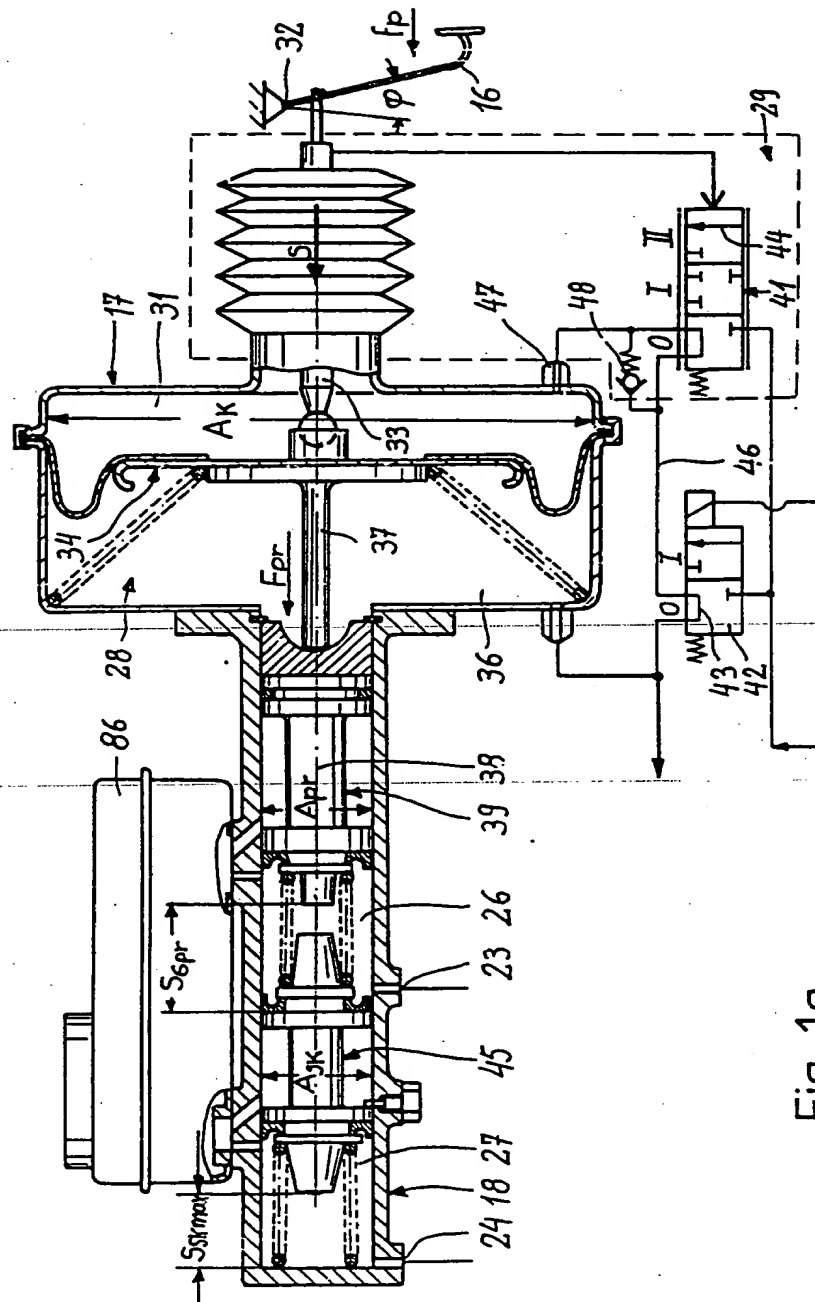


Fig. 1a

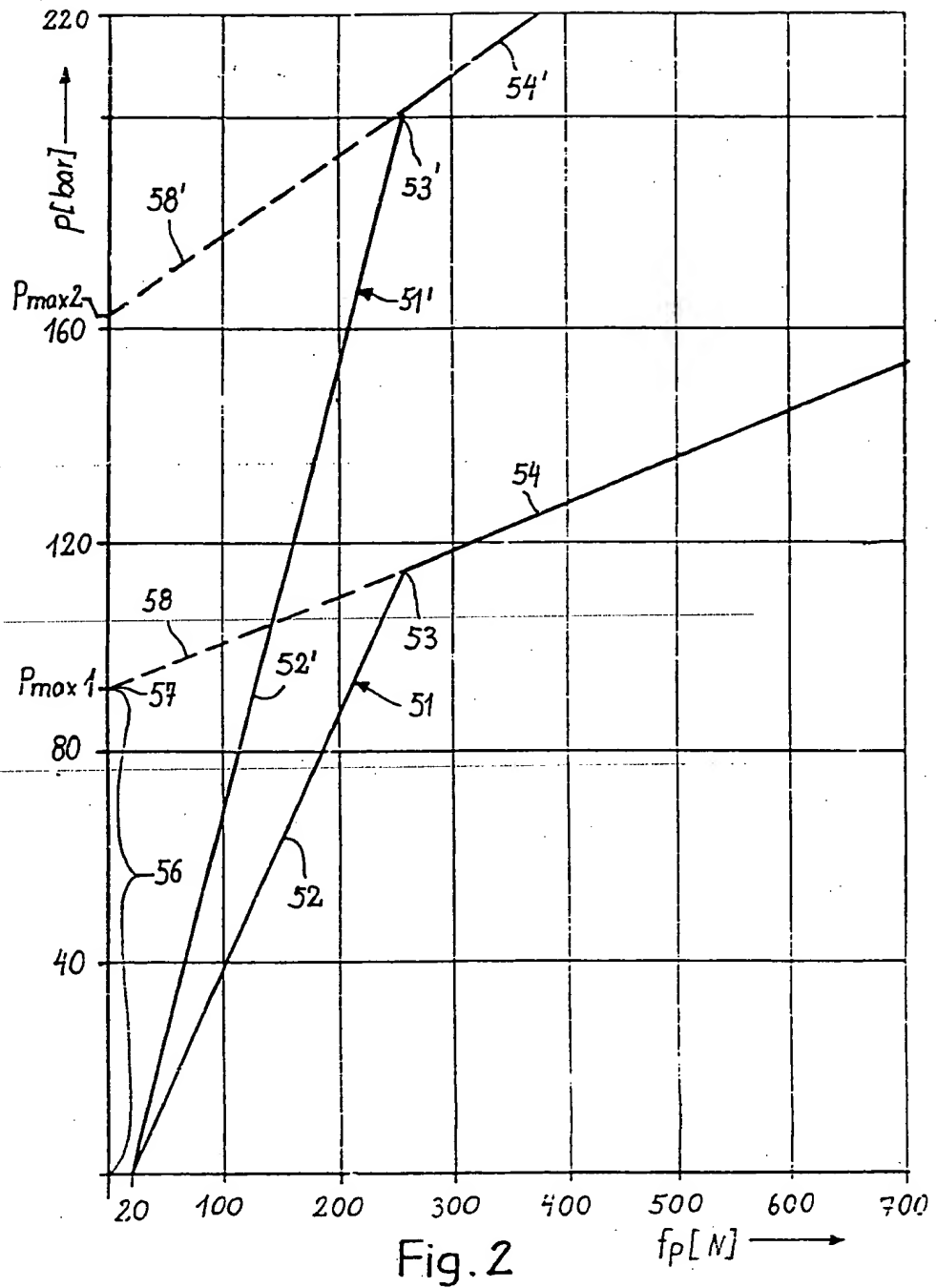


Fig. 3

